UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

"PROPUESTA DE DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA EL CICLO PWG"

TESIS

Para obtener el Título de:

Ingeniero Mecánico

Presenta:

Enrique Fabián Rod+ríguez Zárate

Director de tesis: M en Ing. Héctor Miguel Aviña Jiménez

Ciudad Universitaria, México D.F. Julio 2013.

Universidad Nacional Autónoma de México
UNAM
Biblioteca Central
Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Facultad de ingeniería

JURADO ASIGNADO

Presidente:

Dr. José Luis Fernández Zayas

Secretario:

Dr. Martin Salinas Vázquez.

Vocal:

M.I. Héctor Miguel Aviña Jiménez

1er Suplente:

Dr. Gabriel León De Los Santos

2do Suplente:

Ing. Hugo Alberto Durán Cortés

Asesor de Tesis

M.I. Héctor Miguel Aviña Jiménez

_____

Firma

AGRADECIMIENTOS

A la UNAM

Por brindarnos la oportunidad de desarrollarnos profesionalmente y dar las herramientas para hacer de este mundo un mejor hogar.

A la Facultad de Ingeniería

Por acercarme a los frutos del conocimiento cultivados por nuestros profesores, cuyo esmero y dedicación para con sus alumnos es de aplaudir.

A iiDEA

Por darme la oportunidad de desarrollar mi potencial. A Héctor mi asesor, profesor y amigo, gracias por tu apoyo. Belem, Isaac, Gabriel, Hugo, Jonathan, Inti, Fernando, Victor, Maricela, Mario, Gasga, Fermin, Nuriban, Uriel y todo e gremio de iiDEA; he apredido bastante de ustedes, gracias.

A mis amigos

Que me acompañaron a lo largo de esta aventura: Daniela, Luis, Cesar (oso), Raúl (el loko), Jonathan. Y a todos aquellos que me han demostrado su apoyo a lo largo de toda mi vida: profesores, amigos de la infancia, familiares.

Al Club Mil Sonrisas

Por ser mí segunda casa. Alma gracias por tu paciencia y por escucharme, es grato saber que siempre estarás allí; Norma por tus consejos y platicas de té, gracias; Irasema por intentar ser casi como mi segunda mama y Abigail; gracias a todos ustedes gracias por hacerme sonreír, cosa que es muy difícil.

A todas aquellas estrellas que bajo su destello han plasmado parte de su esencia en mi corazón: Nayeli, Lucia, Diana y en especial a Azucena por sus innovadoras y nuevas enseñanzas que a cualquiera hacen ver al mundo diferente. No dejaré que su luz se extinga tan fácilmente.

A mis hermanos

Samy, Jorge, Cami por aguantar a este chamaco y compartir toda nuestra vida junta, por demostrarme que siempre estaremos unidos; gracias por ser mis amigos, confidentes y hermanos sobre todo.

A mi Padre

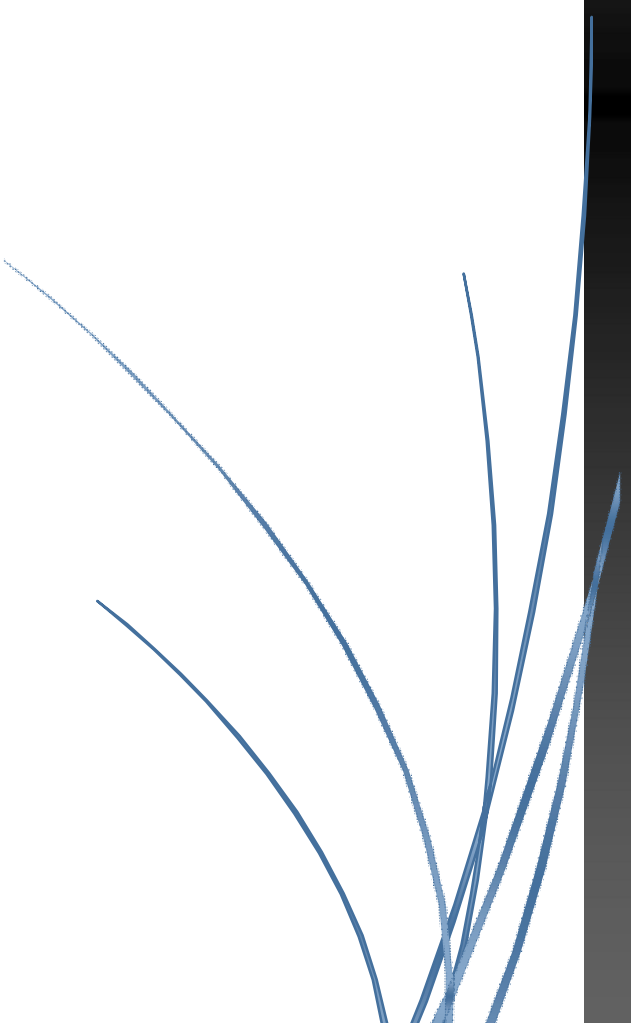
Cuyo temple y ejemplo solo se compara con la serenidad del invierno en su máximo esplendor; gracias por tus enseñanzas, me hubiera gustado ser tu hijo ejemplo.

Y a mi madre

Finalmente a ti, cuyo amor s tus hijos es el más grande sentimiento jamás visto, sensibilidad que ha ido mas allá de tu amor propio; esas emociones, que unidas en acción y palabra han sido el máximo ejemplo para nosotros hasta convertirte en mas que una madre, nuestra guerrera, nuestra valquiria. Sin ti esto no hubiera sido posible.
Gracias.

Dedicado a:

Todo aquel que busque en aras del conocimiento
la explicación a la vida y luche por
entregársela al mundo.



MOTIVACIONES

En un ámbito global, el daño medioambiental es una de las mayores problemáticas actuales; en su mayor parte generado por mano del propio hombre, que en sus inicios fue inducido de manera inconsciente con el fin de crear cierto confort cotidiano. La experiencia y sobre todo las consecuencias hoy vistas en todo el planeta han llevado a un conjunto de personas, especializadas en el área, a la innovación o desarrollo de nuevas tecnologías capaces de garantizar la sustentabilidad de nuestra civilización sin comprometer el "bienestar" del planeta.

La dinámica del mundo es el resultado de la iteración de un sin fin de energía, que manifestada en sus diferentes formas es transformada por el hombre en energía eléctrica principalmente y así poder aprovecharla. De manera más específica durante el siglo XIX y XX la fuente primaria de energía fue la térmica; esta era obtenida casi en su totalidad a partir de combustibles fósiles (carbón, petróleo, gas, etc.) que a lo largo del tiempo demostraron ser agresivos al medio ambiente.

Debido a este último aspecto durante la segunda mitad del siglo XX se han explorado nuevas fuentes de energía alternas para la obtención de energía: eólica, solar, mareomotriz, bio-térmica, hídrica, geotérmica, nuclear, etc. Mismas que aún se encuentran en desarrollo; algunas están más restringidas por aspectos tecnológicos, sociales o económicos (solar, mareomotriz y nuclear); otras se han adaptado a los diferentes ámbitos antes citados (geotérmica, eólica). Cual sea el caso es primordial seguir la línea de investigación para lograr el máximo aprovechamiento de estas diferentes formas de energía.

La Universidad Nacional Autónoma de México considera primordial vincular la labor académica con las diferentes problemáticas actuales mediante el desarrollo de investigación; así pues el Instituto de Ingeniería es uno de los colaboradores en el ámbito tecnológico que apoyado por el grupo de trabajo IIDEA buscan aprovechar las diferentes fuentes de energía alternas, de manera más especifica la energía geotérmica; dentro de este grupo de trabajo se ha determinado como una opción viable la utilización del ciclo PWG para la generación de energía eléctrica a partir de recursos geotérmicos de baja entalpia, dicho ciclo es explicado más adelante en este documento.

Se concreta entonces que el presente trabajo se basa en el aprovechamiento de energía geotérmica, definiéndose esta última de manera muy general como el calor (energía térmica) contenida en el interior de la tierra (resultado de la descomposición gradual de isotopos de uranio y potasio principalmente).

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS I

ÍNDICE DE TABLAS III

NOMENCLATURA V

OBJETIVOS IX

RESUMEN X

1. ANTECEDENTES 2

1.1 GEOTERMIA 2

1.1.1 Definición 2

1.1.2 Breve historia de la geotermia y aplicaciones 6

1.1.3 Recursos Geotérmicos 8

1.1.4 La geotermia en el mundo 14

1.1.5 La geotermia en México 15

1.1.6 Generación eléctrica 17

1.2 CICLO PWG 22

1.2.1 Descripción general 22

1.2.2 Configuración física 23

1.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR 25

1.3.1 Definición 25

1.3.2 Clasificación según geometría de construcción 26

1.3.3 Intercambiadores de calor en geotermia 30

1.3.4 Criterios de selección para un intercambiador de calor 31

1.3.5 Aspectos generales de diseño de intercambiadores de calor. 31

1.4 CONCLUSIONES 34

2. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS 36

2.1 BREVE RESEÑA HISTÓRICA 36

2.2 PRINCIPIO DE OPERACIÓN Y APLICACIONES 36

2.2.1 Operación termo-hidráulica 36

2.2.2 Aplicaciones generales 37
2.3 DESCRIPCIÓN FÍSICA GENERAL 37
2.3.1 Componentes y ventajas principales de un ICP 37
2.3.2 Configuraciones típicas 39
2.4 CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO 39
2.4.1 Superficie de intercambio 39
2.4.2 Empaques 40
2.4.3 Materiales 41
2.4.4 Corrosión 41
2.4.5 Ensuciamiento en intercambiadores 42
2.4.6 Ensuciamiento por corrosión 42
2.4.7 Efectividad del intercambiador 42
2.5 CONSIDERACIONES TERMO-HIDRÁULICAS DE UN ICP (DISEÑO) 43
2.5.1 Área de caudal 43
2.5.2 Ángulo de corrugado 43
2.5.3 Optimización térmico-hidráulica 43
2.6 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DE UNA PLACA TIPO CHEVRON 44
2.7 CONCLUSIONES 47

3. METODOLOGÍA DE DISEÑO (CÁLCULOS, SELECCIÓN DE MATERIALES, EQUIPO) 50

3.1 ESPECIFICACIONES: CONSIDERACIONES Y CONDICIONES DE OPERACIÓN 50
3.2 ANÁLISIS CONCEPTUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN 50
3.2.1 Consideraciones 50
3.2.2 Ecuaciones Básicas de Diseño Térmico 51
3.2.3 Ecuaciones Básicas de Diseño Hidráulico[33] 62
3.2.4 Eficacia del intercambiador de Calor 64
3.3 MATERIALES (SELECCIÓN Y ESPECIFICACIONES TÉCNICAS) 65
3.4 CARACTERIZACIÓN TÉCNICO-TEÓRICA DE LA PLACA CHEVRON (EJEMPLO) 66
3.4.1 Requerimientos y propiedades cuantitativas de operación 66
3.4.2 Cálculos 70

3.5 ANÁLISIS DE DATOS 79
3.5.1 Software de apoyo 79
3.5.2 Variación del Angulo Chevron 79
3.5.3 Variación de parámetros geométricos 83
3.5.4 Variación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor de acuerdo a diferentes materiales. 84
3.5.5 Variación en el área de transferencia de calor según la potencia 85
3.6 RESULTADOS GEOMÉTRICOS 86
3.6.1 Justificación 87
3.7 PROPUESTA DE DISPOSITIVOS AUXILIARES 88
3.7.1 Diseño CAD 91
3.8 CONCLUSIONES 93
4. COTIZACIONES CON FABRICANTES Y DISTRIBUIDORES DE ICP'S 96
4.1 COTIZACIÓN PARA MANUFACTURA PROPIA 96
4.1.1 Costo y desglose de gastos totales para cada uno de los componentes 96
4.2 COTIZACIÓN PARA ADQUISICIÓN POR MEDIO DE TERCEROS. 97
4.3 CONCLUSIONES 100
5. CONCLUSIONES 102
6. SECCIÓN DE APÉNDICES 100
6.1 APÉNDICE A. ANÁLISIS DE CICLO PWG 106
6.2 APÉNDICE B. SELECCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO PARA LA CARACTERIZACIÓN DEL ICP 108
6.3 APÉNDICE C. PLANOS DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS 114
6.4 APÉNDICE D. ANÁLISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PLANAS 117
7. BIBLIOGRAFÍA 119

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1. 1 Modelos estático y dinámico de la estructura interna de la Tierra..... 3
Figura 1. 2 Placas litosféricas, dorsales oceánicas, fosas oceánicas, zonas de subducción y campos geotérmicos. Las flechas muestran la dirección del movimiento de las placas hacia las zonas de subducción 1) Campos geotérmicos que producen electricidad; 2) Dorsales meso-oceánicas cruzadas por fallas transcurrentes (largas fracturas transversales); 3) Zona de subducción, donde la placa subducida se inclina hacia abajo y se funde en la astenosfera..... 4
Figura 1. 3 Fumarolas, laguna de aguas termales, volcán de fuego..... 5
Figura 1. 4 Gradiente de temperaturas en un pozo geotérmico. 6
Figura 1. 5 Producción de ácido bórico con vapor geotérmico..... 7
Figura 1. 6 Primer planta de generación eléctrica con vapor geotérmico en 1904 7
Figura 1. 7 Esquematización simplificada de un sistema geotérmico. 10
Figura 1. 8 Esquematización de un sistema hidrotermal..... 11
Figura 1. 9 Representación esquemática de un sistema geotérmico estimulado. 12
Figura 1. 10 Volcán Michoacán, Guanajuato, México. Ejemplo de un sistema magmático..... 13
Figura 1. 11 Ventila hidrotermal. Ejemplo de un sistema marino..... 13
Figura 1. 12 Planta geotermoeléctrica en Texas alimentada de un yacimiento geo-presurizado. 13
Figura 1. 13 Evolución del potencial geotérmico explotado en el mundo a 2002. 14
Figura 1. 14 Configuración general de una geotermoeléctrica. 19
Figura 1. 15 Esquematización simple de una central a contrapresión..... 20
Figura 1. 16 Esquematización simple de una central a condensación con doble flasheo..... 20
Figura 1. 17 Esquematización simple de una central de ciclo binario. 21
Figura 1. 18 Unidad de ciclo binario campo geotérmico los Azufres, Michoacán. 21
Figura 1. 19 Esquematización de planta de generación bajo ciclo Kalina. 21
Figura 1. 20 Central de generación bajo siclo Kalina, en husavik, Islandia. 21
Figura 1. 21 Diagrama de flujo de ciclo PWG 23
Figura 1. 22 Esquematización de planta bajo operación de ciclo PWG. 24
Figura 1. 23 Esquematización Gráfica de las diferentes aplicaciones de intercambiadores de calor. 25
Figura 1. 24 Intercambiador de calor del tipo doble tubo 27
Figura 1. 25 Intercambiador de calor tipo tubo y coraza. 27
Figura 1. 26 Intercambiadores de calor de placas, de izquierda a derecha: de placa y junta, de placas en espiral, de laminillas. 28
Figura 1. 27 Intercambiadores de calor de superficies extendidas, de izquierda a derecha: placa aletada, tubo-placa. 29
Figura 1. 28 Planta de ciclo binario Los Azufres, Mich. 31

Figura 1. 29 Mantenimiento de intercambiadores de calor de central de generación binaria, los Azufres, Michoacán 31

CAPÍTULO 2

Figura 2.1 Disposición de flujos en un intercambiador de calor operando. 36
Figura 2.2 Configuración física de un intercambiador de calor de placas corrugadas. 38
Figura 2.3 Diferentes tipos de paso: U, Z, Serie y Paralelo 39
Figura 2.4 Configuraciones multiarreglo de dos pasos / dos pasos por flujo 39
Figura 2.5 Configuraciones multiarreglo de dos pasos / un paso por flujo 39
Figura 2.6 Empaque utilizado en un intercambiador de calor de placas. 40
Figura 2.7 Ilustración representativa de placas tipo Chevron de diferentes materiales 41
Figura 2.8 Ensuciamiento de un intercambiador (por corrosión) 42
Figura 2.9 Parámetros físicos de una placa tipo Chevron utilizados para el análisis termo-mecánico. 45
Figura 2. 10 Régimen de flujo de un fluido a través de un par de placas tipo Chevron. 46

CAPÍTULO 3

Figura 3. 1 Parámetros geométricos importantes en la construcción de una placa tipo Chevron 56
Figura 3. 2 Distribución de temperaturas en cada de uno de los fluidos para un intercambiador de calor a contracorriente. 59
Figura 3. 3 Rangos dimensionales de cada uno de los parámetros para una placa tipo Chevron 67
Figura 3. 4 Disposición de fluidos entre cada par de placas (Por el autor) 70
Figura 3. 5 Variación de la caída de presión respecto al ángulo Chevron. 80
Figura 3. 6 Variación del número de Nusselt respecto a número de Reynolds. 80
Figura 3. 7 Variación del coeficiente global de transferencia de calor respecto al número de Reynolds. 81
Figura 3. 8 Variación del número de Reynolds en función del ángulo Chevron. 82
Figura 3. 9 Variación del número de placas (área) en función del ángulo Chevron. 82
Figura 3. 10 Diferentes valores de U según materiales utilizados 84
Figura 3. 11 Variación del área del intercambiador de calor de placas en función de la potencia requerida para el ciclo PWG, de acuerdo a un análisis no exergético. 85
Figura 3. 12 Punto óptimo de operación que relaciona la máxima área y el máximo valor en caída de presión para el diseño del ICP. 87
Figura 3. 13 Especificaciones de brida soldable 88
Figura 3. 14 Ilustración de brida de expansión (Izquierda) y componentes (derecha) 89
Figura 3. 15 Especificaciones técnicas del viton (material). 90
Figura 3. 16 Visualización del equipo modular CAD 92

CAPÍTULO 4

Figura 4. 1 Ilustraciones de cada equipo según los detalles de propuesta citados en las tablas precedentes..... 99

APÉNDICE A

Figura A. 1 Representación gráfica del ciclo PWG, con sus respectivos puntos de análisis. 106

APÉNDICE B

Figura B. 1 Gráficas para diversos autores: Martin, Chisholm & Wanarachchi, Wang & Sunden, Muley & Manglik, Kumar. (Caída de presión)..... 111
Figura B. 2 Gráficas para diversos autores: Martin, Chisholm & Wanarachchi, Wang & Sunden, Muley & Manglik, Kumar. (Coeficiente Global de transferencia de Calor)..... 112
Figura B. 3 Gráficas para diversos autores: Martin, Chisholm & Wanarachchi, Wang & Sunden, Muley & Manglik, Kumar: (Área de Transferencia)..... 112
Figura B. 4 Variación del número de Reynolds para las ecuaciones de la presente sección (Se pone énfasis en la línea violeta, Muley & Manglik)..... 113

APÉNDICE C

Figura C. 1 Plano de placa de contención inicial..... 114
Figura C. 2 Plano de placa de contención final..... 114
Figura C. 3 Plano de placa Chevron 1..... 115
Figura C. 4 Plano de placa Chevron 2..... 115
Figura C. 5 Plano de empaque para placa Chevron..... 116

APÉNDICE D

Figura D. 1 Gráfica que ilustra el efecto en caída de presión según la separación de las placas. 117
Figura D. 2 Gráfico que ilustra la variación en el área de transferencia de calor y la separación entre placas..... 118

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1

Tabla 1. 1 Principales Usos de la Energía Geotérmica en función de la Temperatura..... 8
Tabla 1. 2 Capacidad Geotermoeléctrica Instalada en el mundo a Febrero del 2012. 15

Tabla 1. 3 Capacidad efectiva instalada y potencial para generación eléctrica con fuentes renovables en México , 2012 (Mega-Watts) 16
Tabla 1. 4 Comparación de la potencia generada entre un ciclo binario y el ciclo PWG. 22

CAPÍTULO 2

Tabla 2. 1 Materiales comúnmente utilizados para la fabricación de juntas 40

CAPÍTULO 3

Tabla 3. 1 Composición Química Acero 316L63..... 65
Tabla 3. 2 Datos de Entrada (Termodinámicos)..... 67
Tabla 3. 3 Datos dimensionales de la placa 68
Tabla 3. 4 Propiedades termodinámicas de los fluidos..... 68
Tabla 3. 5 Parámetros Adimensionales Importantes..... 69
Tabla 3. 6 Conductividades Térmicas De Materiales Analizados 84
Tabla 3. 7 Resultados de la Caracterización del ICP..... 86
Tabla 3. 8 Especificación de materiales de cada componente de brida de expansión 89
Tabla 3. 9 Especificaciones técnicas de espárrago grado B7..... 90

CAPÍTULO 4

Tabla 4. 1 Montos correspondientes de cada uno de los materiales a utilizar para el equipo 96
Tabla 4. 2 Especificaciones técnicas de la propuesta 1 97
Tabla 4. 3 Especificaciones técnicas de la propuesta 2 97
Tabla 4. 4 Especificaciones técnicas de la propuesta 3 98
Tabla 4. 5 Especificaciones técnicas de la propuesta 4 98
Tabla 4. 6 Especificaciones técnicas de la propuesta 5 98

APÉNDICE A

Tabla A. 1 Datos Generales para cada uno de los equipos..... 106

APÉNDICE B

Tabla B. 1 Valores de constantes para expresiones de Kummar 110

APÉNDICE D

Tabla D. 1 Resultados del análisis para un ICP de placas planas..... 118

NOMENCLATURA

VARIABLES DE FÓRMULAS:

Q	Flujo de energía térmica por unidad de tiempo.
$\dot{m}$	Flujo de masa por unidad de tiempo.
i	Entalpia.
di	Diferencial de Entalpia.
u	Energía interna.
v	Volumen especifico.
P	Presión.
du	Diferencial de energía interna.
dP	Diferencial de presión.
dv	Diferencial de volumen especifico.
$C_{pg,pa}$	Calor especifico de fluido geotérmico o fluido del ciclo.
$T_{g,a}$	Temperatura de fluido geotérmico o fluido del ciclo.
dT	Diferencial de temperatura.
$Q_{conduccion}$	Flujo de calor por conducción por unidad de tiempo.
k	Coeficiente de conductividad térmica.
A	Área de transferencia de calor.
ΔT	Incremento de temperaturas.
L	Longitud neta en la dirección de transferencia de calor.
$Q_{conveccion}$	Flujo de calor por convección por unidad de tiempo.
h	Coeficiente de convección.
U	Coeficiente global de transferencia de calor CGTC.
h_g	Coeficiente de convección de fluido geotérmico.
h_a	Coeficiente de convección para fluido del ciclo.
R_{f1}	Resistencia a la transferencia de calor por ensuciamiento geotérmico.
R_{f2}	Resistencia a la transferencia de calor por ensuciamiento de fluido ciclo.

k	Conductividad térmica del material de la placa.
Re	Numero de Reynolds.
ρ	Densidad del fluido según sea el caso.
V	Velocidad del fluido.
D_e	Diámetro efectivo.
μ	Viscosidad dinámica del fluido.
Pr	Numero de Prandt.
Nu	Numero de Nusselt.
L_c	Longitud efectiva (Diámetro).
ϕ	Factor de mejoramiento superficial.
X	Relación de corrugación.
b	Alto de corrugación de la placa.
Λ	Longitud proyectada de arco de corrugación.
D_h	Diámetro hidráulico.
G	Flujo másico por unidad de área.
w	Ancho de la placa.
μ_m	Viscosidad dinámica en flujo libre.
μ_w	Viscosidad dinámica en pared (a máxima temperatura).
β	Angulo Chevron.
f	Factor de fricción.
f_ψ	Inverso cuadrado de factor de fricción.
f_0	Factor auxiliar 0.
f_1	Factor auxiliar 1.
ΔT_{lm}	Diferencia de temperaturas media logarítmica LMTD.
C_g, C_a	Capacidad calorífica másica de fluido geotérmico, fluido del ciclo.
ΔP	Incremento de temperaturas.
N_p	Número de placa.

G_p	Flujo másico por unidad de área por placa.
ρ_i	Densidad e entrada de fluido en cuestión.
ρ_o	Densidad de salida del fluido en cuestión.
ρ_m	Densidad media.
g	Aceleración gravitacional.
L_h	Longitud de la placa (efectiva).
η	Eficiencia.
Q_a	Flujo de calor del agua de ciclo.
Q_g	Flujo de calor del fluido geotérmico.
t	Espesor de placa.
$\Delta P_{fpp,g,a}$	Perdidas por fricción entre placas.
$\Delta P_{fpa,g,a}$	Perdidas por fricción en accesorios.
A_{puerto}	Área de puerto de entrada.
$\Delta P_{cf,g}, a$	Pérdida o ganancia de presión por la columna de fluido.
$\Delta P_{t,g,a}$	Pérdida total de presión en el intercambiador por agua o fluido geotérmico.

SIGLAS Y ABREVIACIONES

PWG	Pressurized Water Generation.
IMPULSA	Programa de Investigación Multidisciplinaria de Proyectos Universitarios de Liderazgo y Superación Académica.
IIDEA	Instituto de Ingeniería Desalación con Energías Renovables.
UNAM	Universidad Nacional Autónoma de México.
ICP	Intercambiador de Calor de Placas.
LMTD	Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica.
AFNOR	Association Française de Normalisation.
DIN	Deutsches Institut für Normung.
NEC	Número Efectivo de Canales.
NIST®	National Institute of Standards and Technology

CGTC	Coeficiente Global de Transferencia de Calor.
ASME	American Society of Mechanical Engineers.
ANSI	American National Standards Institute.
CAD	Computer Aided Design.
CAM	Computer Aided Manufacturing.
CAE	Computer Aided Engineering.
CNC	Control Numérico por Computadora.
CFE	Comisión Federal de Electricidad.

OBJETIVOS

General:

- Realizar el diseño termo-hidráulico de un intercambiador de placas para ser utilizado en la planta de generación eléctrica PWG, tal dispositivo deberá cumplir con las funciones específicas que solicita la planta de generación para una plena operación de la misma.

Particulares:

- Esquematizar y describir una adecuada metodología para el diseño termo-hidráulico de un intercambiador de calor de placas.
- Analizar cada uno de los modelos matemáticos aplicables a intercambiadores con placas tipo Chevron según modelos matemáticos encontrados en diversas fuentes literarias.
- Seleccionar el mejor modelo teórico de acuerdo a los resultados termo-hidráulicos que mejor satisfagan las necesidades del ICP a diseñar.
- Realizar la evaluación técnica de un modelo para caracterizar un intercambiador de calor de placas, a señalar específicamente: la toma de consideraciones para el equipo, el diseño térmico y mecánico de cada configuración variando parámetros de importancia para el análisis.
- Buscar un acercamiento al sector industrial encargado del diseño, manufactura, comercialización y/o distribución de intercambiadores de calor de placas.
- Obtener una cotización técnico-económica en el mercado comercial y ofrecerla como una alternativa provisional al equipo a caracterizar en este documento, en caso de ser necesario.

RESUMEN

La energía geotérmica es una de las mejores alternativas amigables con el ambiente ya que la emisión de contaminantes que presenta es mínima. Actualmente se estima una cantidad neta de energía térmica terrestre de $17.5x10^{15}$ [J], la cantidad es enorme, pero como se detalla en el capítulo 1: la localización, el tipo de recurso, su estudio, extracción y operación inicial tiene sus condicionantes, esto motiva al estudio y aprovechamiento de cualquier manifestación de energía térmica disponible con un aceptable potencia energético y económico.

El ser humano no es capaz de manipular por sí mismo cantidades enormes de energía, principalmente por su fisionomía, es por ello que recurre a dispositivos físicos creados por el mismo. La cantidad de estos dispositivos es amplia, para fines específicos de este trabajo se habla de un intercambiador de calor de placas, dispositivo que ha demostrado una gran aceptación en el sector alimenticio principalmente. Para el ciclo PWG, detallado en el capítulo 1, un intercambiador de calor de placas demuestra ser muy prometedor para fines operaciones. Las ventajas, desventajas y demás detalles de esta unidad se detallan en el capítulo 2.

Como se ha mencionado, el ser humano recurre a dispositivos para el manejo y administración de energía; el diseño de estos elementos debe tener una base teórica, un sustento en papel que garantice su operación o por lo menos se capaz de dar la idea a un concepto de operación real, funcionalidad. El alma del dispositivo a diseñar se encuentra en el capítulo 3, un conjunto de expresiones matemáticas y su aplicación teórica son desarrolladas en dicha sección junto con la propuesta final de un equipo diseñado en computadora y sus respectivos componentes. En sincronía con el apéndice A y B estas ecuaciones dan los mejores resultados (según el criterio del autor). El apéndice C, nos muestra una serie de planos para poder manufacturar componentes y construir un intercambiador de calor de placas aplicado al ciclo PWG.

Cualquier dispositivo creado inicia con una fase de diseño conceptual, teórico, y practico; al final se obtiene un producto con las características necesarias para entrar al mercado comercial. Como alternativa a la construcción del equipo resultante en este trabajo, se hace un conjunto de propuestas para adquirir una unidad de este tipo siempre y cuando

sea económicamente viable hacerlo, los pormenores de la adquisición se discuten en el capítulo 4 y en una sección del 5.

Para sustentar algunas ideas, relaciones y expresiones matemáticas en este documento se recurre a los apéndices. El apéndice D, muestra una alternativa al intercambiador de calor de placas desarrollado, principalmente por fines de manufactura.

Al final de cada capítulo se encuentra una sección de conclusiones que complementan las conclusiones finales del capítulo 5.

1. ANTECEDENTES

Introducción

Con el fin de adentrar al lector en el presente trabajo se toma este capítulo para dar a conocer parte de la literatura existente sobre la temática a tratar, a saber: geotermia, ciclos de generación eléctrica e intercambiadores de calor; todo de manera general. Esta sección, además se ha de tomar como base para el desarrollo pleno del escrito.

1 ANTECEDENTES

1.1 Geotermia

1.1.1 Definición

Desde un punto de vista científico la geotermia es la ciencia encargada del estudio de condiciones térmicas existentes en el interior de la tierra. A nivel práctico, la palabra geotermia engloba el estudio y utilización de la energía térmica del interior de la corteza terrestre, misma que al ser transportada hacia la superficie a través de la roca por medio de fluidos da origen a los sistemas geotérmicos.

Para explicar un sistema geotérmico primero hay que definir las condiciones sobre las cuales es generado, esto conduce a una breve explicación sobre el comportamiento y estructura termodinámica de la tierra.

- *Estructura interna de la Tierra*

Para este trabajo se entiende el termino Tierra como el planeta y no al conjunto de compuestos químicos que la conforman. La estructura interna de la Tierra se representa mediante dos modelos existentes: el estático y el dinámico; el primero basado en la composición química de las capas internas y el segundo en el comportamiento mecánico de los materiales existentes en cada una de las capas. Estos modelos describen la estructura de la tierra desde la superficie hacia el centro a una distancia de 6371 [km] aproximadamente.

El modelo estático contempla tres capas concéntricas principalmente: corteza, manto y núcleo. La corteza es la capa más externa y tiene una profundidad aproximada de 70 [km], está conformada por rocas en fase puramente solida con una densidad media de 3 [gr/cm³], la temperatura media en su límite inferior es de 400 [°C] aproximadamente. La siguiente capa es el manto y esta a su vez se subdivide en dos: un manto superior a una profundidad de 700 [km] con densidad media de 3.3 [gr/cm³] a temperatura de 1,500 [°C], y un manto inferior a una profundidad de 2,900 [km] con densidad media de 5.7 [gr/cm³] a temperatura de 3,000 [°C]. La capa más profunda se denomina núcleo, igualmente se subdivide en dos capas: un núcleo externo a una profundidad de 2,900 [km] con densidad media de 9 [gr/cm³] a temperatura de 4,000 [°C], y un núcleo interno a una profundidad de 6,371 [km] con densidad media de 12 [gr/cm³] a temperatura de 6,000 [°C][1].

El modelo dinámico expone cuatro capas: Litosfera, Astenosfera, Mesosfera y Endosfera. La Litosfera abarca alrededor de 100 [km] de espesor, su comportamiento mecánico se simula como el de un sólido rígido. La Astenosfera es una capa de 250 [km] de distancia con un comportamiento mecánico referente al de un sólido plástico. La Mesosfera

[1] Ramesh K. Shah And Dusan P. Sekulic. Fundaments Of heat Exchangers. Ed. Wiley. 1 Edition. 2003.

está constituida por parte del manto superior y todo el manto inferior, la Endosfera es el conjunto del núcleo externo e interno, según el modelo estático; ambas capas de comportan mecánicamente como un solido[1]. La figura 1.1 esquematiza los modelos estático y dinámico de la estructura interna de la tierra.

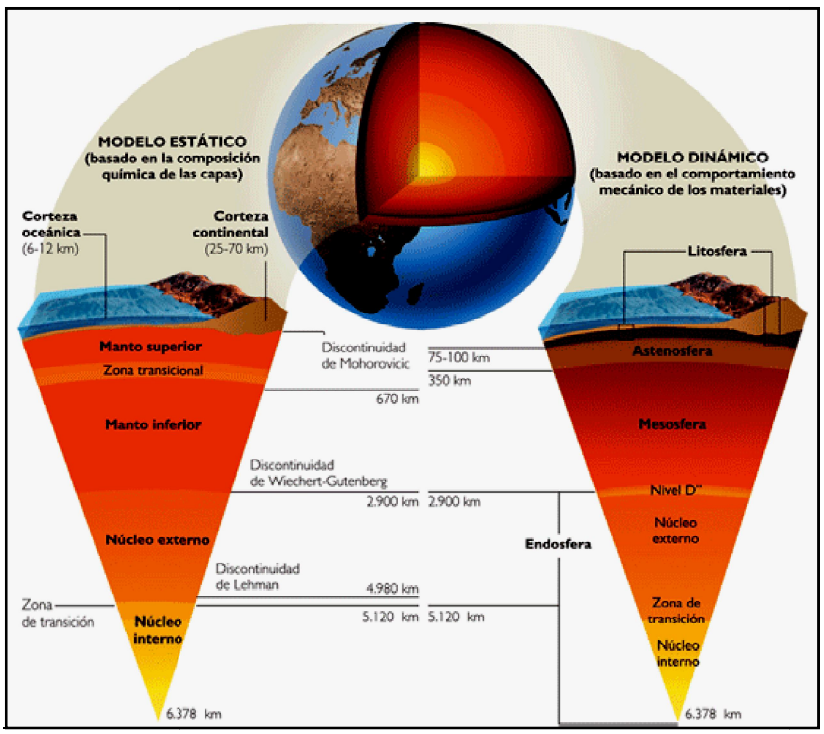


Figura 1. 1 Modelos estático y dinámico de la estructura interna de la Tierra.[2]

La corteza (según el modelo estático) está conformada por diversos fragmentos a lo largo de todo el planeta, a cada uno de estos fragmentos se les denominan placas tectónicas. Se hace referencia a esto puesto que la mayoría de las manifestaciones geotérmicas se localizan en los bordes de dichas placas, sus principales manifestaciones se muestran en la Figura 1.3.

- *Placas Litosféricas*

Las placas tectónicas también se denominan placas Litosféricas de acuerdo al modelo dinámico reseñado anteriormente. Son seis las placas Litosféricas principales (véase figura 1.2), se mueven a una razón[2] de 2 a 20 [cm/año][3] debido a las tensiones generadas bajo la litosfera. Los bordes de contacto entre dos placas (o más) se caracterizan por una morfología densamente fracturada o montañosa generando zonas de debilidad cortical acompañada de fenómenos físicos como sismicidad, erupciones volcánicas, etc. Las principales

[2] http://www.portalplanetasedna.com.ar/tierra.htm

manifestaciones geotérmicas son precisamente la existencia de volcanes, geiseres, aguas termales, y es en los límites de las placas tectónicas donde se encuentra este tipo de comportamiento geológico.

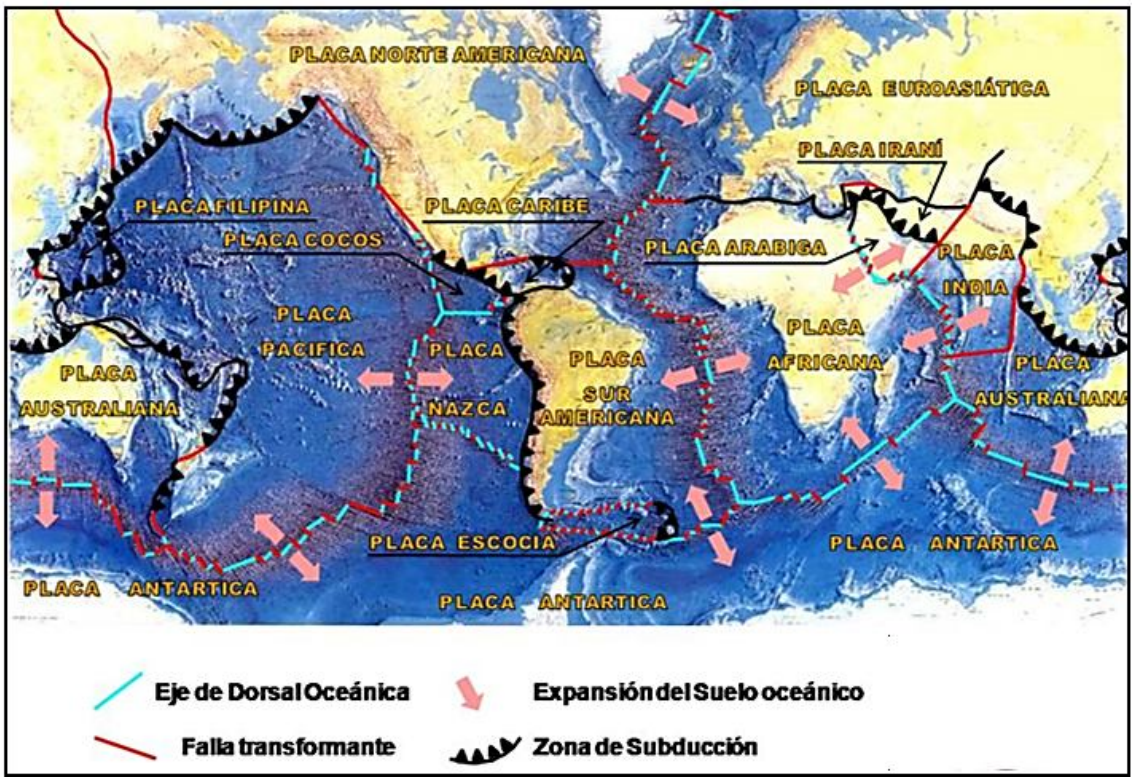


Figura 1. 2 Placas litosféricas, dorsales oceánicas, fosas oceánicas, zonas de subducción y campos geotérmicos. Las flechas muestran la dirección del movimiento de las placas hacia las zonas de subducción 1) Campos geotérmicos que producen electricidad; 2) Dorsales meso-oceánicas cruzadas por fallas transcurrentes (largas fracturas transversales); 3) Zona de subducción, donde la placa subducida se inclina hacia abajo y se funde en la astenosfera[3]

De las descripciones dadas para la estructura interna de la tierra según los modelos antes detallados, se observa un incremento en la temperatura de acuerdo a la profundidad. La temperatura da prueba de la existencia de energía térmica en el interior de la tierra y por ello es importante estudiar su variación respecto a la profundidad.

[3] http://www.granadanatural.com

Figura 1. 3 Fumarolas, laguna de aguas termales, volcán de fuego. 2001 Geothermal Education Office

- *Gradiente de temperatura interno en la Tierra*

No debe confundirse entre si el flujo de calor con el gradiente térmico; ambos, según se ha visto, varían de un punto a otro en la corteza terrestre. El flujo de calor conductivo hacia afuera en un punto cualquiera de la corteza sólida, será proporcional al producto del gradiente térmico y la conductividad térmica de la roca en ese punto. Pero en las zonas permeables que contienen fluidos, el flujo ascendente de calor no es puramente conductivo sino que lo ayuda la convección, por lo que esta simple relación ya no es válida. Las diferencias de gradiente térmico en las zonas impermeables se explican parcialmente por diferencias en la conductividad térmica y parcialmente por la presencia de manchas calientes locales a profundidad.

Una parte de la energía térmica terrestre tiene su origen en las gigantescas cantidades de calor almacenado en el manto y núcleo, sin embargo se cree que la mayor cantidad se deriva de la radiactividad existente en las rocas terrestres. Aparte de estas dos razones, hay otras tres fuentes internas de calor que podrían explicar de manera general cantidades de energía apreciables:

a. El calor liberado por las reacciones químicas exotérmicas en el interior de la corteza.

b. La fricción generada en las fallas, efecto de la acción deslizante de masas gigantescas de roca que ejercen enormes presiones gravitaciones y tectónicas una contra otra, ocasionada por el reajuste de los esfuerzos tectónicos.

c. El calor latente liberado por la cristalización o solidificación de las rocas fundidas al enfriarse.

El gradiente geotérmico no es un valor constante puesto que depende de las características físicas que presente el material en cada punto del interior del planeta, es decir, de las condiciones geológicas locales. En la corteza terrestre el gradiente geotérmico promedio es de 33 [ºC/km]. Los valores normales se encuentran en el rango 10 a 66 [ºC/km] pero se han medido gradientes de 200 [ºC/km] a 800 [°C/km], como los que se han observado en Larderello, Italia[4].

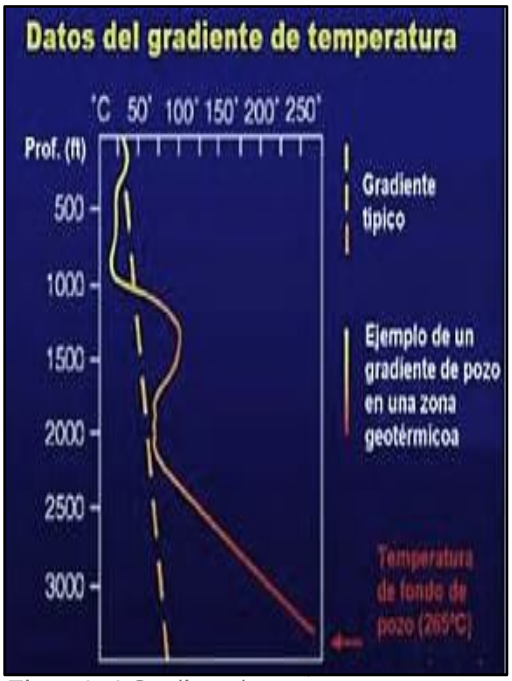


Figura 1. 4 Gradiente de temperaturas en un pozo geotérmico.

El flujo de calor geotérmico en toda la superficie de la tierra es de $42x10^{12}$ [W]; del cual, 19% proviene de la corteza, 76% de manto y 5% del núcleo. El manto contribuye con el mayor porcentaje debido a la abundancia de minerales radiactivos que, al decaer, generan gran cantidad de calor. Se estima que el calor generado por estos minerales es del orden de $22x10^{12}$ [W]. Si el manto pierde $32x10^{12}$ [W] de calor, significa que existe un déficit de $10x10^{12}$ [W], por lo que se intuye un enfriamiento del manto muy lento. A este flujo natural corresponde un gradiente de temperatura del orden de 30 [°C/km] como ya fue expuesto[5].

Se ha explicado de manera general el origen técnico de la geotermia, las zonas donde se dispone de este recurso y algunas de sus manifestaciones, de modo que hay cabida para detallar un poco sobre el desarrollo tecnológico que ha tenido este recurso energético en los últimos años.

1.1.2 Breve historia de la geotermia y aplicaciones

En 1740, De Gensanne realizó la primera medición del perfil de temperatura de una mina. El inicio de la industria geotérmica lo podemos situar a principios del siglo XIX en Larderello, Italia, donde se extraía ácido bórico evaporando el agua caliente de los manantiales. Al principio se empleaba leña como combustible. En 1827, Francesco Larderel inventó un proceso de evaporación, usando la energía de la misma agua caliente. Después, se transformó la energía del vapor en energía mecánica, mediante un sistema rudimentario de bombeo del agua con inyección de vapor. Más adelante, se construyeron bombas

[4] Energía geotérmica. H Christopher Armstead. Ed Limusa. 1ra Edición. 1989
[5] Manual de Geotermia. José Luis Quijano León.

centrífugas y reciprocantes, así como malacates, accionados por vapor. En 1904, Piero Ginori Conti construyó el primer generador eléctrico accionado por vapor geotérmico.

Figura 1. 5 Producción de ácido bórico con vapor geotérmico[6]

Por otra parte, en 1882 operó en la Ciudad de Boise, Idaho, EU, el primer sistema de calefacción distrital con energía geotérmica. En 1910 ya se usaba en Toscana, Italia, la energía geotérmica en invernaderos y, en 1928, Islandia empezó sus primeros proyectos de calefacción doméstica con geotermia. Los primeros pozos para aprovechar la energía geotérmica se perforaron en Beppu, Japón, en 1919 y en Los Geiser, California, EU, en 1921.

No obstante, Italia continuó siendo el país pionero en el uso de la geotermia, especialmente para la generación de electricidad. Ya en 1942, Larderello contaba con una capacidad de generación de 128 MW.

En el año de 1958, Nueva Zelanda inaugura su planta geotérmica de Wairakei. Al año siguiente, inicia operación la planta de Pathé, México y, en 1960, se inicia la generación eléctrica con geotermia en Los Geysers, EU[6].

En cuanto al desarrollo tecnológico de los últimos tres siglos, lo presentado es lo más relevante, pero las aplicaciones de la geotermia no están restringidas únicamente al campo de generación eléctrica o generación, sino que se dispone de este recurso para otras aplicaciones en general.

Figura 1. 6 Primer planta de generación eléctrica con vapor geotérmico en 1904[6]

-

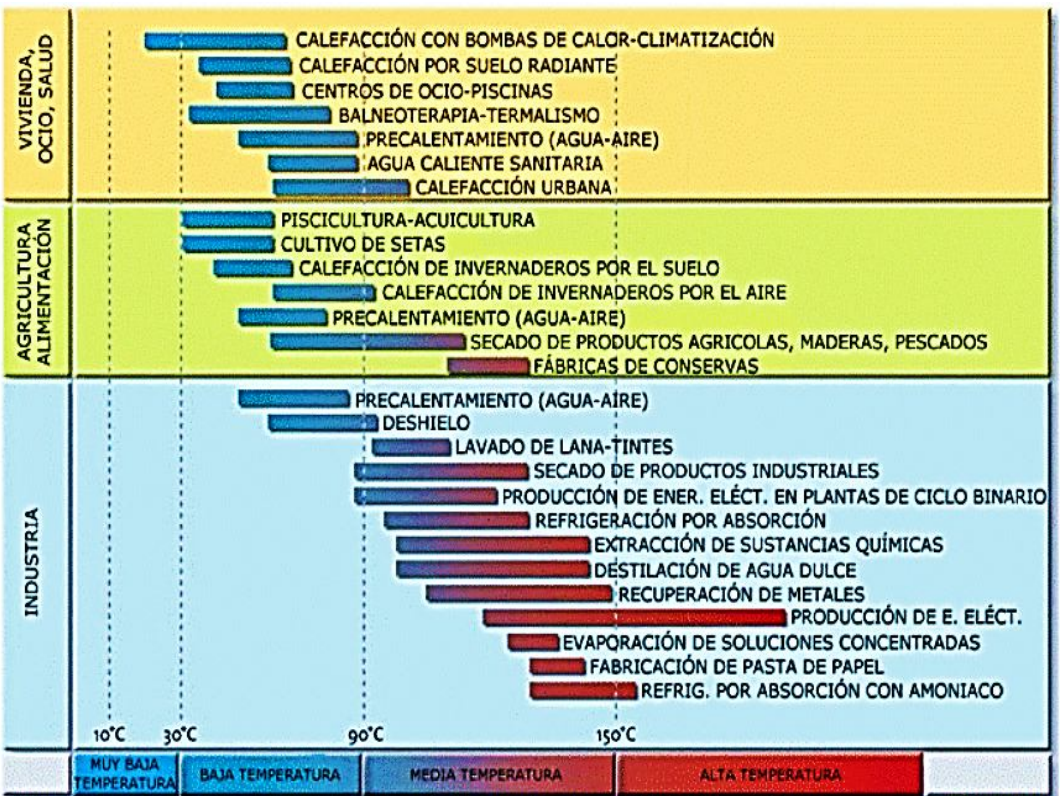
- *Aplicaciones generales de la Geotermia*

Hasta tiempos muy recientes prevaleció una fuerte tendencia a pensar en la generación eléctrica como la aplicación más importante del calor de la tierra. De allí el interés primordial en el descubrimiento de aquellos campos geotérmicos donde se producen temperaturas y presiones relativamente altas, adecuadas para la generación. Se pensó entonces que la ocurrencia de calor terrestre de bajo grado era de interés principalmente para balneología o calefacción.

[6] Manual de geotermia. José Luis Quijano León. PP. 12

De acuerdo a lo anterior las aplicaciones que se pueden dar a un fluido geotérmico dependen de su contenido de energía térmica, es decir, de su entalpia. Hasta el momento no existen aparatos que determinen directamente la entalpia de un fluido en el subsuelo, sin embargo la temperatura y la entalpia se pueden considerar proporcionales; es por esta razón que actualmente se establecen cuatro categorías para clasificar la energía geotérmica: alta temperatura (mayor a 150 °C), media temperatura (de 90 a 150 °C), baja temperatura (entre 30 y 90 °C), y de muy baja temperatura (menor a 30 °C)[7]. La siguiente tabla muestra las principales aplicaciones y usos de la energía geotérmica en función de su temperatura.

Tabla 1. 1 Principales Usos de la Energía Geotérmica en función de la Temperatura



Fuente: Site Geothermic-Perspectives de l'ADEME et du BRGM

1.1.3 Recursos Geotérmicos

- *Definición*

Recurso geotérmico es la concentración de calor que existe en la corteza terrestre en forma y cantidad tales que su extracción económica es actual y potencialmente posible[8]. Revisando esta definición desde un enfoque más detallado, involucra la explotación de energía térmica del subsuelo que no solamente es natural, sino también provocada por la

[7] Guía de Energía Geotérmica. Llopis Trillo, Rodrigo Angulo. Comunidad de Madrid.
[8] Guía de la Energía geotérmica. Llopis Trillo Rodrigo Angulo.

acción humana. Desde un punto de vista más estricto las aéreas donde se concentra una mayor manifestación de calor son denominadas yacimientos geotérmicos.

- *Calor almacenado en la tierra*

Actualmente se deduce, por mediciones sistemáticas y cuidadosas, que el flujo natural de calor del interior hacia la superficie de la tierra, es del orden de 59 a 67 [mW/m²]. Este valor puede incrementarse en zonas termales, como se vio anteriormente. Comparado con el calor que la superficie de la tierra recibe del sol, que es del orden de 325 [W/m²] en la República Mexicana, el flujo de calor geotérmico es muy pequeño[9].

El departamento de Energía de los Estados Unidos, en su publicación de septiembre del 2003 "La energía geotérmica en la actualidad", afirma textualmente: *"Es muy vasto el potencial de energía geotérmica que poseemos en la tierra, justo debajo de nuestros pies. Este increíble recurso equivale a 50,000 veces la energía que se obtiene de todos los recursos de gas y petróleo del mundo"*. Y no es extraño, ya que el flujo de calor geotérmico en toda la superficie de la tierra es de $42xE^{12}$ [W], una cantidad muy considerable considerando las necesidades energéticas actuales.

- *Yacimientos geotérmicos*

Cuando en un área geográfica concreta se dan determinadas condiciones geológicas y geotérmicas favorables para que se pueda explotar de forma económica los recursos geotérmicos del subsuelo, se dice que allí existe un yacimiento geotérmico. Las condiciones no son las mismas para cada uno de los yacimientos geotérmicos: yacimientos de muy baja, de baja, media y alta temperatura. Los yacimientos geotérmicos pueden ser clasificados conforme a diferentes criterios: el contexto geológico, la temperatura, el modo de explotación y el tipo de utilidad.

La clasificación más común es la del nivel de temperatura, y es la que se ha tenido en cuenta con los mismos intervalos de temperatura expuestos en el apartado anterior. Se detallan algunos de ellos:

a) *Yacimientos de muy baja temperatura.* Prácticamente toda la superficie terrestre constituye un yacimiento de este tipo, ya que en su mayor parte se encuentra a temperatura menor de los 30 [°C]. Este recurso se utiliza principalmente para calefacción habitacional. Cabe mencionar que a una profundidad de 15 [m] la temperatura es prácticamente constante todo el año.

b) *Yacimientos de baja temperatura*. Yacimientos que varían entre 30-90 [°C] de temperatura, por lo regular se encuentran en cuencas sedimentarias donde el gradiente geotérmico es ligeramente superior al normal (30 [°C/km]), la única condicionante es que estas condiciones se encuentren a una profundidad de entre 1,500-2,000 [m]. Se utilizan para calefacción local o urbana.

[9] Manual de Geotermia. José Luis Quijano León.

a) *Yacimientos de media temperatura*. Su temperatura oscila entre 90 y 150 [°C], su localización es diversa a lo largo del globo pero a diferencia de los anteriores yacimientos, estos tienen profundidades entre 2,000-4000 [m]. Su aplicación es más extensa y en algunos casos se utilizan para generación eléctrica a pequeña escala (plantas de ciclo binario, ORC Kalina).

b) *Yacimientos de alta temperatura*. Son yacimientos con fluidos geotermales, o con roca caliente a más de 150 [°C], se encuentran en zonas con un elevado gradiente geotérmico, son mucho más comunes en los bordes Litosféricos: áreas de choque de placas, áreas de actividad distensiva, puntos calientes, áreas dorsales centro-oceánicos. Su principal utilidad es para generación eléctrica.

De los yacimientos antes descritos, no todos son de utilidad aprovechable ya que depende de las características físicas y configuración de los mismos: tipo de roca, fuente de calor, transporte de calor; cuando estas características llegan a ser las óptimas para la explotación de energía térmica, se habla de un sistema geotérmico.

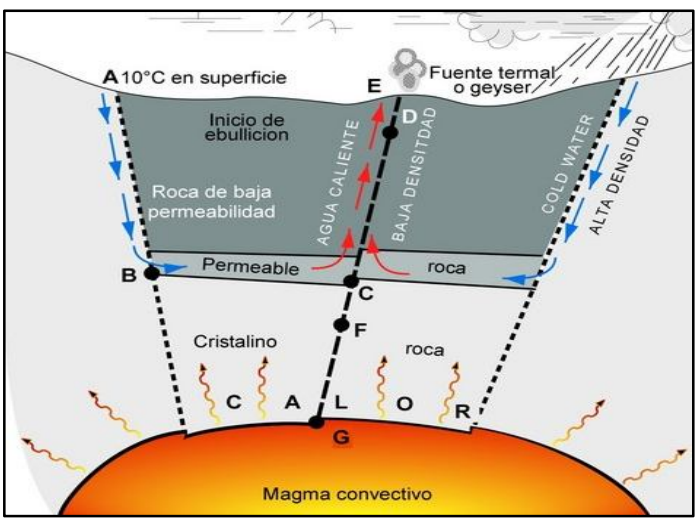


Figura 1. 7 Esquematización simplificada de un sistema geotérmico.

- *Sistemas Geotérmicos*

Un sistema geotérmico puede ser descrito esquemáticamente como *"agua convectiva en la corteza superior de la Tierra la cual, en un espacio confinado, transfiere calor desde una fuente de calor hasta una abertura, usualmente la superficie libre*[10]*"*. De la cita anterior se intuye que un sistema geotérmico está constituido por tres elementos principales: una fuente de calor, un reservorio y un fluido para el transporte de energía térmica. Los sistemas de acuerdo a su tipo se puede clasificar como: hidrotermales, de roca seca caliente, marítimos, magnaticos y geopresurizados. Se describen cada una como[11]:

[10] Hochtein, 1990
[11] Instituto de Investigaciones Eléctricas Gerencia de Geotermia.

a) Sistemas hidrotermales

Estos sistemas están constituidos principalmente por: una fuente de calor, un lecho rocoso impermeable, fluido (líquido o vapor), una zona permeable o fracturada (acuífero), y una capa sello. Los fluidos que se extraen de ese tipo de yacimientos llegan a alcanzar temperaturas de 400 [°C].

La fuente de calor puede ser una intrusión magmática a una temperatura mayor a 600 [°C] que comúnmente está a profundidades entre 5-10 [km]; la capa de lecho rocoso tiene la función de conducir el calor de la fuente hasta la zona permeable sin que haya precipitación del fluido en esta; la zona permeable es un volumen de rocas calientes altamente porosas y/o fracturadas del cual los fluidos extraen calor; el fluido, que comúnmente es agua, puede ser de origen meteórico (lluvias, nieve o hielo superficial), magmático (residuo del magma al enfriarse) o connatas (resultado de reacciones químicas internas); el agua se infiltra por fracturas hasta el reservorio para después emerger en otro punto con una temperatura elevada; la capa sello impide el escape global de calor o vapor desde el acuífero hasta la atmosfera. A su vez, estos sistemas pueden subdividirse en tres tipos principales:

i. Vapor dominante: Sistemas de alta entalpia con vapor seco generalmente.
ii. Liquido dominante (alta entalpia): Sistemas con salmuera a temperatura entre 200-300 [°C]
iii. Liquido dominante (baja entalpia): Sistema con salmuera[12] caliente con temperatura entre 100 y 200 [°C].

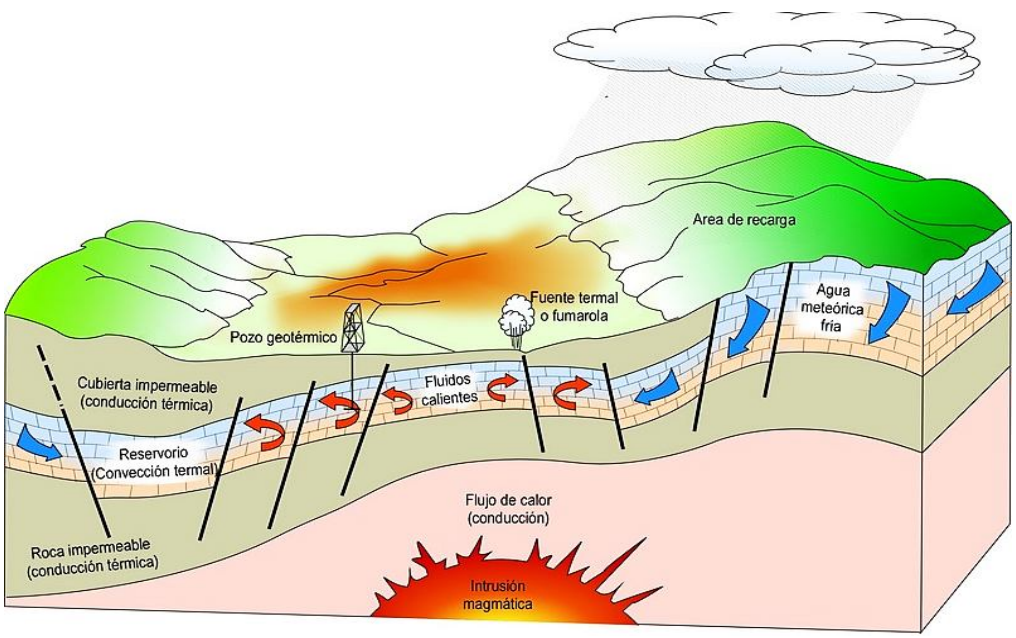


Figura 1. 8 Esquematización de un sistema hidrotermal. (Fuente: Dickson MH y Fanelli. Geothermal Energy)

[12] La salmuera es una mezcla de agua con partículas sólidas, en su mayoría cloruros y sílice.

b) Sistemas de roca caliente (Hot dry rock)

Son sistemas rocosos con alto contenido energético pero con escasez de agua, actualmente no se explotan comercialmente. Para la explotación de estos recursos se perfora un pozo a una profundidad en la que se encuentra la formación de roca caliente seca de interés. Como esta roca es impermeable casi en su totalidad, se crea un yacimiento artificial mediante fracturamiento hidráulico, técnica ampliamente utilizada en la industria de hidrocarburos. Posteriormente se perfora otro pozo, a cientos de metros del primero interceptando el mayor número de fracturas creadas, esto con el fin de inyectar un fluido (agua), el cual incrementara su contenido energético al paso de las fracturas en la roca a alta temperatura, finalmente el agua caliente es extraída mediante otro pozo. Estrictamente es un sistema geotérmico estimulado.

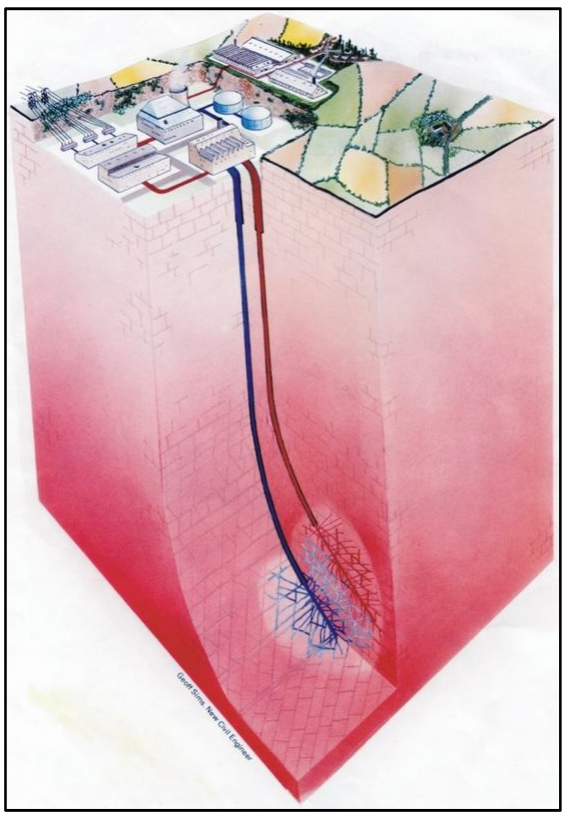


Figura 1. 9 Representación esquemática de un sistema geotérmico estimulado[13].

c) Sistemas marinos

Este tipo de yacimientos se encuentran en el fondo del mar y se manifiestan como descargas hidrotermales, chimeneas o fumarolas. Este tipo de sistemas son en su mayoría de alta entalpia, a pesar de ello han sido poco estudiados hasta ahora y no son explotados comercialmente. Cabe mencionar que en el Golfo de California, México se ha detectado la existencia de algunos con temperaturas de hasta 350 [°C].

d) Sistemas magnaticos

Son sistemas de roca fundida existentes en aparatos volcánicos activos a gran profundidad en zonas de debilidad cortical, su mayor atractivo es la alta temperatura que los caracteriza (mayor a 600 [°C]); pero también es la mayor limitante al no tener la tecnología suficiente para su explotación actualmente.

[13] http://www.geothermal-energy.org/geothermal_energy/

Figura 1. 10 Volcán Michoacán, Guanajuato, México. Ejemplo de un sistema magmático

Figura 1. 11 Ventila hidrotermal. Ejemplo de un sistema marino

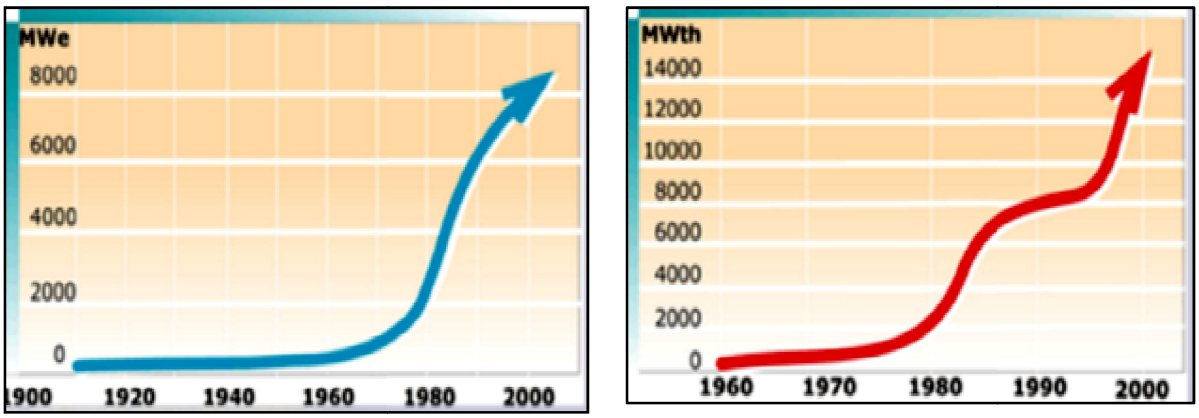
e) Sistemas geo-presurizados

Este tipo de sistemas se caracteriza por disolución de metano en agua a una gran presión (alrededor de 700 [atm]) y una temperatura media (150 [°C]). De este tipo de recursos se puede extraer tres tipos de energía: térmica (agua caliente), química (metano) y mecánica (la presión de la mezcla).

Figura 1. 12 Planta geotermoeléctrica en Texas alimentada de un yacimiento geo-presurizado.

1.1.4 La geotermia en el mundo

En un ámbito global la geotermia se puede ver desde dos perspectivas de utilidad, para generación eléctrica y usos directos. A pesar de que su desarrollo se ha dado principalmente en los últimos años, se estima un crecimiento aun mayor a futuro. En las siguientes dos gráficas se visualiza su desarrollo reciente.



Generación eléctrica *Usos Directos*

Figura 1. 13 Evolución del potencial geotérmico explotado en el mundo a 2002. (Fuente http://www.igme.es/internet/Geotermia)

Para calcular la energía anual generada de cualquier tipo de tecnología capaz de generar energía eléctrica, se debe tener en cuenta el número de horas en que dicha unidad se encuentra en funcionamiento; aquí se debe introducir un nuevo concepto, el factor de planta, que es la relación entre la generación real de una central eléctrica en un determinado periodo y la generación teórica que habría producido de manera ininterrumpida durante el mismo periodo de tiempo, usualmente un año.

Casi ochenta países utilizan la geotermia de manera directa para diversas aplicaciones (calefacción, balnearios, deshidratación de vegetales, invernaderos, secado de madera, bombas de calor, etc.), pero sólo 24 países, hasta la fecha, la emplean de manera indirecta para generar energía eléctrica. Esos países tienen una capacidad geotermoeléctrica instalada total de casi 11 mil mega-watts, estando México en cuarto lugar, como se observa en el cuadro siguiente que incluye datos a febrero de 2012[14].

[14] http://www.geotermia.org.mx

Tabla 1. 2 Capacidad Geotermoeléctrica Instalada en el mundo a Febrero del 2012.

No.	PAÍS	MWe
1	Estados Unidos	3,151.5
2	Filipinas	1,904.0
3	Indonesia	1,197.3
4	México	958.0
5	Italia	882.5
6	Islandia	664.6
7	Nueva Zelanda	628.0
8	Japón	536.0
9	Costa Rica	207.1
10	El Salvador	204.4
11	Kenia	172.0
12	Nicaragua	123.5
13	Rusia	81.9
14	Turquía	76.8
15	Papúa-Nueva Guinea (Isla Lihir)	56.0
16	Guatemala	52.0
17	China (incluye Tíbet)	24.2
18	Portugal (Islas Azores)	23.0
19	Francia (Isla Guadalupe y Alsacia)	17.2
20	Etiopía	7.3
21	Alemania	6.6
22	Austria	1.4
23	Tailandia	0.3
24	Australia	0.1
	TOTAL	**10,975.6**

Fuente: Asociación Geotérmica Mexicana

1.1.5 La geotermia en México

- *Panorama energético*

El sistema energético mexicano se basa, fundamentalmente, en los hidrocarburos. El sector productor de hidrocarburos ha tenido un acelerado desarrollo en los últimos cuarenta años. La capacidad de generación eléctrica a base de hidrocarburos ha marcado una tendencia alta, estando determinada su capacidad total por las obras en proceso (prospección, extracción, tecnología, etc.). Sin embargo, a la par se ha estado probando y desarrollando las nuevas alternativas tecnológicas para la producción de electricidad a base de fuentes alternas.

México tiene instalada una capacidad total de 51, 780 [MWe] de los cuales el 1.57% proviene de fuentes geotérmicas. El potencial es aún mayor y al mes de febrero del 2012 se cuenta con las siguientes cifras de generación con energías alternas:

Tabla 1. 3 Capacidad efectiva instalada y potencial para generación eléctrica con fuentes renovables en México , 2012 (Mega-Watts)

Fuente de energía	Capacidad potencial	Capacidad instalada
Hidráulica	53,000	11,603.4
Eólica	71,000	1,214.7
Geotérmico	40,000	958.0
Biomasa	83,500 -119,498	547.9
Solar	24,300	33.0[1]
Total	**271,800 -307,798**	**14,357.0**

Fuente: Proméxico, Informe Energías Renovables Agosto 2012.

En México existen 5 plantas geotermoeléctricas a manos de CFE (Comisión Federal de Electricidad), de las cuales solo 4 se encuentran bajo operación. A continuación se detallan cada una de las plantas:

1) *Cerro Prieto*, B.C., con 720 MW de capacidad neta, factor de planta de 82%. Entra en operación el 12 de Octubre de 1973.
2) *Los Azufres*, Mich., con 188 MW de capacidad neta, factor de planta de 92%. Entro en operación el 30 de mayo de 1982.
3) *Los Humeros*, Pue., con 40 MW de capacidad, factor de planta de 92%. Entro en operación el 30 de mayo de 1991.
4) *Las Tres Vírgenes,* B.C.S., con 10 MW de capacidad neta, factor de planta de 47%. Inicio operación el 2 de julio de 2001.
5) *Cerritos Colorados,* Jal., sin plantas en operación pero con varios pozos perforados y un potencial evaluado por la CFE en 75 MW.

En México, la planta de Pathé, que debe considerarse como un proyecto experimental más que comercial, estuvo en operación durante 10 años, con una capacidad aproximada de 600 kW.

- *Energía eléctrica para comunidades aisladas.*

La dotación de energía eléctrica a comunidades aisladas y sitios remotos, constituye una de los problemas más difíciles de resolver y trae consigo otros relacionados con el desarrollo económico y social, histórico para muchas de estas comunidades. Una de las causas por las que no se resuelven tales situaciones, es el aislamiento geográfico de las poblaciones, que aparejado con su carencia de infraestructura y poco desarrollo económico, resulta, a su vez, en una reducida demanda de energía y el consiguiente problema circular: no desarrollo – no industria – no demanda – no dotación de energía – no desarrollo... Como hecho paradójico, las dificultades de acceso y de infraestructura en este tipo de comunidades se derivan, entre otros, de la interacción de fenómenos naturales como: exceso de precipitación, radiación solar, viento o vulcanismo, por mencionar solo algunos. Fenómenos como los descritos son precisamente los que constituyen las fuentes alternas de energía que han sido estudiadas en los últimos años: micro-hidroelectricidad, energía de biomasa,

energía solar, energía eólica y energía geotérmica; que, adecuadamente encausadas, constituyen alternativas de solución específica para comunidades marginadas.

1.1.6 Generación eléctrica

Una central de generación se puede definir como un macro-sistema conformado de dispositivos (subsistemas) que bajo operación armónica tienen como finalidad transformar parte de la energía térmica que se le suministra al macro-sistema en energía mecánica. Convencionalmente las plantas de generación operan bajo el denominado ciclo Rankine (con vapor) o el ciclo Brayton (con aire); una central de generación geotermoeléctrica difiere en algunos detalles respecto a las mencionadas anteriormente, aunque el principio es el mismo: una fuente de calor, una maquina térmica capaz de transformar parte de la energía térmica y un sumidero.

La principal ventaja de una geotermoeléctrica es su economía (durante la vida útil), su alto factor de planta y la baja en emisiones contaminantes.

- *Descripción general del proceso para la obtención de energía eléctrica a partir de un fluido geotérmico*

Una central geotermoeléctrica aprovecha el calor y agua (vapor) que se han concentrado en ciertos sitios del subsuelo (yacimientos geotérmicos). La energía contenida en un yacimiento geotérmico es extraída mediante la perforación de pozos profundos, a través de los cuales asciende una mezcla de fluidos (agua salina y vapor) a altas temperaturas; a este fluido es al que se le extrae energía térmica para transformar parte en trabajo y nuestro sumidero de baja temperatura es la atmosfera. En si el sistema de generación está integrado por los siguientes componentes principalmente:

a) Pozo. Su finalidad es extraer del reservorio geotérmico el fluido, este último, útil para la generación eléctrica. La localización de un pozo está fuertemente ligada a estudios de tipo geológico, geoquímico, hidrológico y geofísico previamente realizados al yacimiento geotérmico hidrotermal.

b) Vapor-ductos. En la mayoría de los casos una central se alimenta con el fluido geotérmico de varios pozos, un vapor-ducto es el encargado de transportar el vapor a lo largo de la red de tuberías, evitando siempre caída de presión drásticas y perdidas de energía térmica. Por ello es de suma importancia hacer una adecuada selección de tuberías. Cabe señalar que las expansiones o contracciones en los vapor-ductos (debido a esfuerzos térmicos) son mitigadas mediante la implementación de tuberías en “U”, comúnmente cada 100 [m].

c) Placa orificio. Dispositivo elemental para la producción de vapor (en caso de sistemas hidrotermales de líquido dominante) mediante una diferencia de presión y área (efecto flash).

d) Separador. Como se indica en el nombre la función principal es separar la fase gaseosa de una mezcla de vapor. En geotermia se utilizan separadores de tipo centrífugos (con entrada tangencial) por la alta efectividad que han demostrado.

e) Turbina. Turbomáquina encargada de transformar la energía cinética contenida en el vapor a alta presión y temperatura en trabajo, mediante la expansión de dicho fluido. Comúnmente ya tiene un generador eléctrico acoplado, de modo que al final se obtiene energía eléctrica alterna.

f) Condensador. Que primordialmente es una cámara con presión menor a la atmosférica, su finalidad es lograr la expansión óptima del vapor en la turbina y extraer gases incondensables con ayuda de un separador de gases. Usualmente son del tipo de contacto directo (barométricos).

g) Separador de gases. Cuya finalidad es extraer los gases que no lograron condensarse para liberarlos a la atmosfera, usualmente se utilizan equipos de monitoreo de gases para cuantificar la cantidad y tipos de contaminantes producidos.

h) Torre de enfriamiento. En esta unidad se libera el fluido proveniente del condensador con ayuda de aspersores localizados en su parte superior y que al entrar en contacto con el aire se produce el efecto de enfriamiento. Y es este mismo líquido enfriado el que es utilizado en el condensador, el excedente (que siempre hay) es reinyectado o utilizado para otro tipo de proceso.

i) Agua separada. Una vez que la mezcla fue separada, el líquido remanente es reinyectado al yacimiento en condiciones similares a las que fue extraído, ya que solo se utiliza parte de su energía térmica. En algunas ocasiones este líquido se mezcla con el remanente de la torre de enfriamiento.

j) Reinyección. Es el proceso mediante el cual la mayor parte del fluido geotérmico, es decir, el líquido es introducido al pozo nuevamente, esto se hace con el fin de evitar una obstrucción o deterioro rápido del yacimiento. Se hace por medio de pozos, específicamente hechos para la reinyección, ya que deben garantizar una óptima recarga al reservorio.

- *Tipos de centrales geotérmicas*

Estas pueden ser de varios tipos, pero las citadas en este documento serán cuatro: central a contrapresión, a condensación de ciclo binario y Kalina de máxima eficiencia. La utilización de cada una de ellas está ligada al nivel energético (calor) disponible en el yacimiento. Se detallan a continuación:

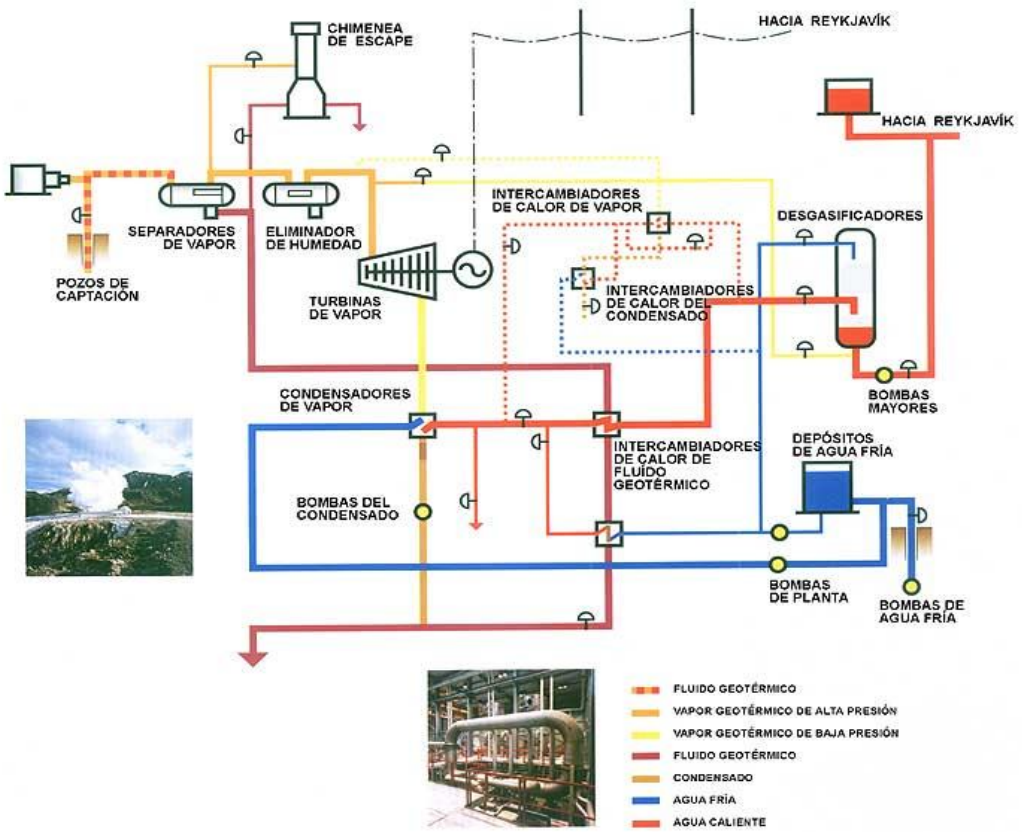


Figura 1. 14 Configuración general de una geotermoeléctrica.

1. Central a contrapresión

Son plantas con baja eficiencia debido a la presión de descarga (atmosférica) de las turbinas utilizadas, usualmente se utilizan en yacimientos hidrotermales de vapor dominante y/o cuando el contenido de gases incondensables exceden el 12% en peso de vapor geotérmico. De los equipos expuestos anteriormente se prescinde del condensador, torre de enfriamiento en algunas ocasiones del sistema de reinyección.

Su instalación, adquisición y transporte es mucho más fácil y económico, es por ello que también son utilizadas como unidades de monitoreo para pozos recientemente perforados, es decir, tienen la posibilidad de instalarse a boca de pozo. Su consumo específico oscila entre 20 y 30 [ton/MWh], debido principalmente a la caída de eficiencia de la turbina (efecto de la alta presión de descarga).

2. Central a condensación

Son centrales con una mayor eficiencia que las anteriores, aunque aunada a ello, su tamaño, mantenimiento, operación y costos iniciales son muchos mayores y requieren una especialización según el área. Este tipo de plantas se utilizan ya sea para yacimientos hidrotermales de líquido o vapor dominante de alta entalpia. Su consumo específico suele ser menor a 10 [ton_v / MWh] debido principalmente a que la turbina utilizada descarga a una presión por debajo de la atmosférica.

La potencia generada por estas unidades puede llegar a ser de hasta 55 [MW]. En cuanto al vapor, una vez que ha realizado su función, de generar electricidad, usualmente es reinyectado al yacimiento.

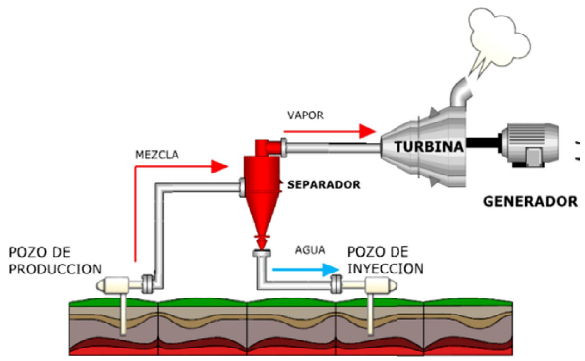


Figura 1. 15 Esquematización simple de una central a contrapresión

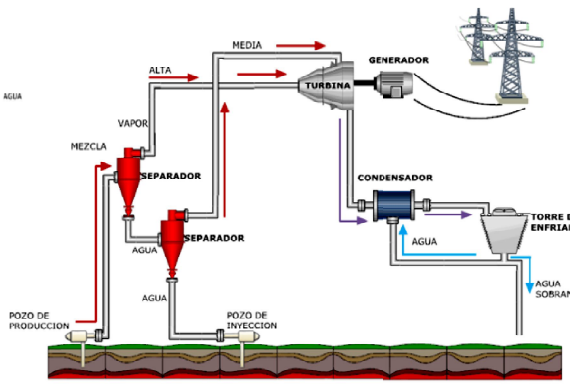


Figura 1. 16 Esquematización simple de una central a condensación con doble flasheo.[15]

3. Centrales de ciclo binario.

Este tipo de centrales se utilizan para la explotación de recursos de media entalpia o alta, su funcionamiento es muy similar al de un ciclo Rankine simple, con la variación de que la fuente de calor no proviene de una fuente fósil sino del mismo yacimiento geotérmico (calor) apoyado de un conjunto de intercambiadores de calor.

Su efectividad radica en la utilización de un fluido orgánico, que al tener puntos de ebullición a moderadas temperaturas y presiones es capaz de generar la suficiente energía cinética para poder ser transformada en trabajo mediante una turbina. Adicionalmente, se puede seleccionar un fluido de trabajo óptimo para que opere a condiciones muy similares a las de la turbina y así mantener la mayor eficiencia en la misma.

Actualmente se diseñan unidades de este tipo que varían desde 1 a 25 [MW], en el mundo se producen 300 [MW] con ayuda de este tipo de centrales. Usualmente son pequeñas, en comparación con las de condensación, motivo por el cual son de una relativa fácil instalación.

[15] IMPULSA 2010.

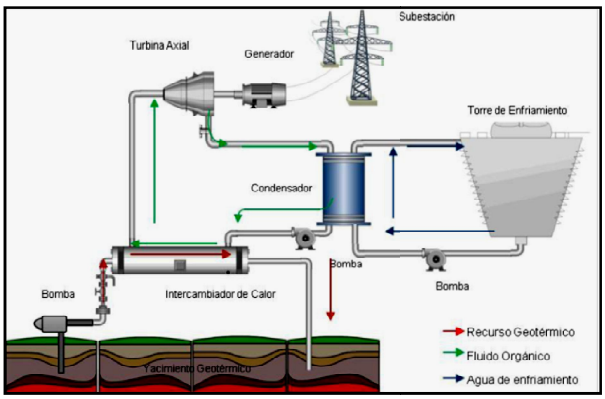


Figura 1. 17 Esquematización simple de una central de ciclo binario.

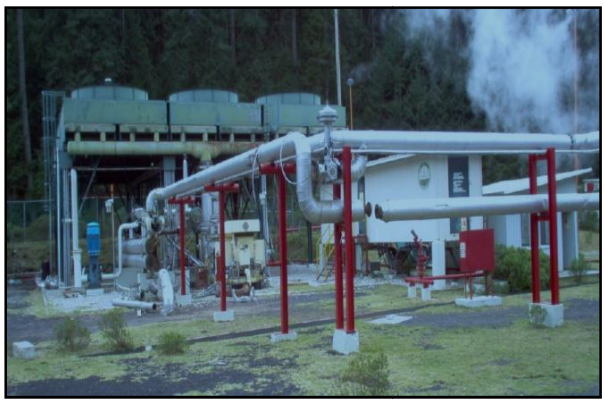


Figura 1. 18 Unidad de ciclo binario campo geotérmico los Azufres, Michoacán.

4. Central tipo Kalina ORC (Organic Rankine Cicle)

Este tipo de centrales son las de mayor complejidad tecnológica y operacional, funcionan bajo una mezcla de fluidos (comúnmente amoniaco con agua, bromuro de litio con agua, etc). Su alta eficiencia es debida al número de intercambiadores de calor con los que cuenta el ciclo, ya que en ellos se aprovecha al máximo la transferencia de calor mediante los cambios de fase que presentan los fluidos a lo largo del ciclo por el manejo de presiones y temperaturas.

Su operación es de mayor cuidado, especialmente al trabajar con amoniaco; la principal ventaja es que no generan emisión alguna contaminante. Su esquema simple se presenta a continuación.

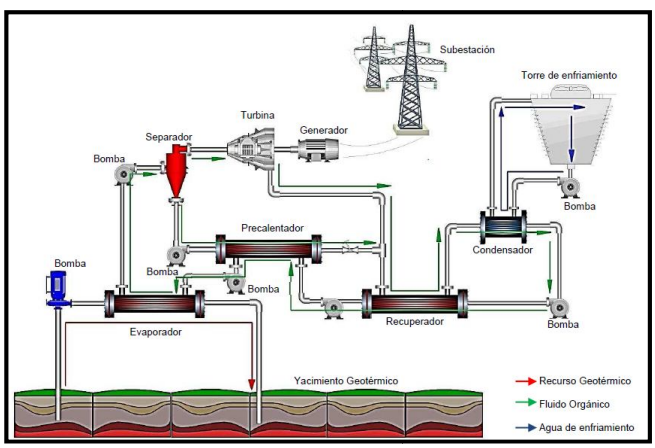


Figura 1. 19 Esquematización de planta de generación bajo ciclo Kalina.

Figura 1. 20 Central de generación bajo siclo Kalina, en husavik, Islandia.

En general, las presentadas son las centrales más utilizadas para generación eléctrica a partir de geotermia. En el siguiente apartado se presente un nuevo tipo de planta de generación propuesta por el grupo IMPULSA IV, actualmente bajo el nombre de iiDEA.

1.2 Ciclo PWG

1.2.1 Descripción general

La configuración de este ciclo fue propuesta por el grupo de trabajo IMPULSA IV, colaborador con el Instituto de Ingeniería, UNAM. El ciclo es una variante de una configuración del tipo binario, presentado en el apartado anterior; sus siglas "PWG" (Pressure Water Generation) que se pueden interpretar como *generación con agua presurizada*, su principio básico de operación.

Un ciclo binario convencional además de las ventajas ya descritas, tiene un par de inconvenientes; la presencia de un calentador y un evaporador que entran en contacto directo con el fluido geotérmico, fluido con gran cantidad de compuestos químicos que a la larga ocasionan corrosión e incrustación de partículas afectando así el funcionamiento de los intercambiadores y la central en general, todo esto visualizado en una caída de eficiencia y por lo tanto de energía eléctrica; otro inconveniente es el tipo de fluido bajo el que trabaja un ciclo binario, orgánico, que en su mayoría son hidrocarburos o bien sustancias con alto índice de toxicidad. Todo lo descrito anteriormente se refleja en costos, mantenimiento y operación especializada.

Con la finalidad de mitigar las problemáticas antes descritas, IMPULSA IV, propone la implementación de un ciclo (PWG); en este se utiliza agua como fluido de trabajo (fluido "noble" y ampliamente difundido), cuya finalidad es disminuir los riesgos de operación y mantenimiento; adicionalmente en vez de un evaporador y un calentador, se utiliza un intercambiador de placas con la ventaja de tener un mantenimiento a menor coste y complejidad, además este tipo de intercambiadores tienen la posibilidad de una futura expansión aumentando el número de placas (sus demás ventajas se detallan en el capítulo siguiente).

Tabla 1. 4 Comparación de la potencia generada entre un ciclo binario y el ciclo PWG[13].

Agua Geotérmica [kg/s]	Potencia Generada [kW]		
	CICLO BINARIO CONVENCIONAL	PWG (1 efecto)	PWG (2 efecto)
15	171	199	260
20	229	266	346
25	286	332	433
30	343	399	519
35	400	465	606
40	457	531	693
45	514	598	779

De acuerdo a cálculos realizados en el proyecto IMPULSA IV[16], se propone como una opción viable este nuevo ciclo así como su implementación, ya que de acuerdo a cálculos, este ciclo ha demostrado un mejor aprovechamiento (eficiencia térmica) de recursos geotérmicos de baja entalpia respecto a un ciclo binario común. Aunado a lo anterior se minimizan los costes de mantenimiento, operación y adquisición, la otra ventaja es la reducción en volumen de la unidad completa al prescindir del evaporador y otros equipos, aproximadamente un 35% del

[16] García James, Oziel. "Los recursos geotérmicos de baja entalpia una opción en la generación eléctrica y desalación de agua de mar". Tesis. 2008.

volumen ocupado por una planta de ciclo binario[13]. En la tabla 1.4, se muestran los resultados de IMPULSA IV a manera comparativa.

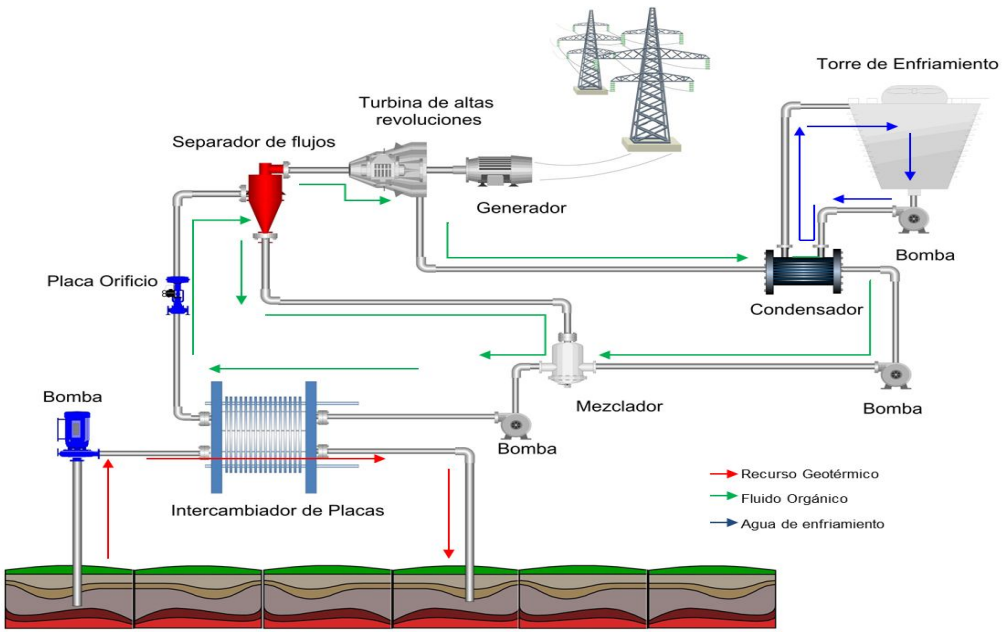


Figura 1. 21 Diagrama de flujo de ciclo PWG [17]

1.2.2 Configuración física

En esta sección cabe describir los procesos termodinámicos que sufre el fluido de trabajo a lo largo del ciclo completo. Es conveniente seccionar la central en cuatro secciones: suministro de calor, de generación, sistema de enfriamiento, sistema de eyección o vacío.

1. Sistema de suministro de calor. Aquí se representa el yacimiento y el pozo con el tanque de almacenamiento, el fluido que transporta el calor desde el yacimiento es la salmuera obtenida a través de pozos. La función de la salmuera es transferir parte de su energía térmica al agua con la que ha de operar el ciclo.

2. Sistema de generación. Se inicia en la bomba de circulación, cuya función es elevar la presión del agua hasta la presión de saturación de la temperatura a la que se extrae la salmuera (según el acercamiento del intercambiador); en seguida se tiene el intercambiador de calor de placas, medio para la transferencia de calor entre la salmuera y el agua; después se tiene una placa orificio cuya función es obtener una mezcla de vapor mediante la caída de presión (efecto flash); posteriormente el agua pasa por un separador con la finalidad de separar el vapor saturado del líquido; el vapor se conduce hacia la turbina donde ha de ser expandido produciendo trabajo durante el proceso; la mezcla resultante de la turbina llega a una cámara de vacío donde se condensara con ayuda de un sistema de enfriamiento; el líquido saturado es recirculado hacia un mezclador, aquí ambos

[17] IIDEA, 2013

flujos (el de turbina y separador) se circulan hacia el intercambiador de calor de placas con ayuda de la bomba, aquí es donde se cierra el ciclo.

3. Sistema de enfriamiento. Su función es auxiliar a la condensación en la cámara de vacío, se compone de una torre de enfriamiento, una bomba de circulación y agua de repuesto.

4. Sistema de vacío (eyección). Su funcionalidad es generar el vacío suficiente para garantizar una óptima expansión en la turbina y extraer aquellos gases incondensables que pudieran infiltrarse a lo largo del ciclo. Su fluido motriz es vapor, aunque bien puede ser aire.

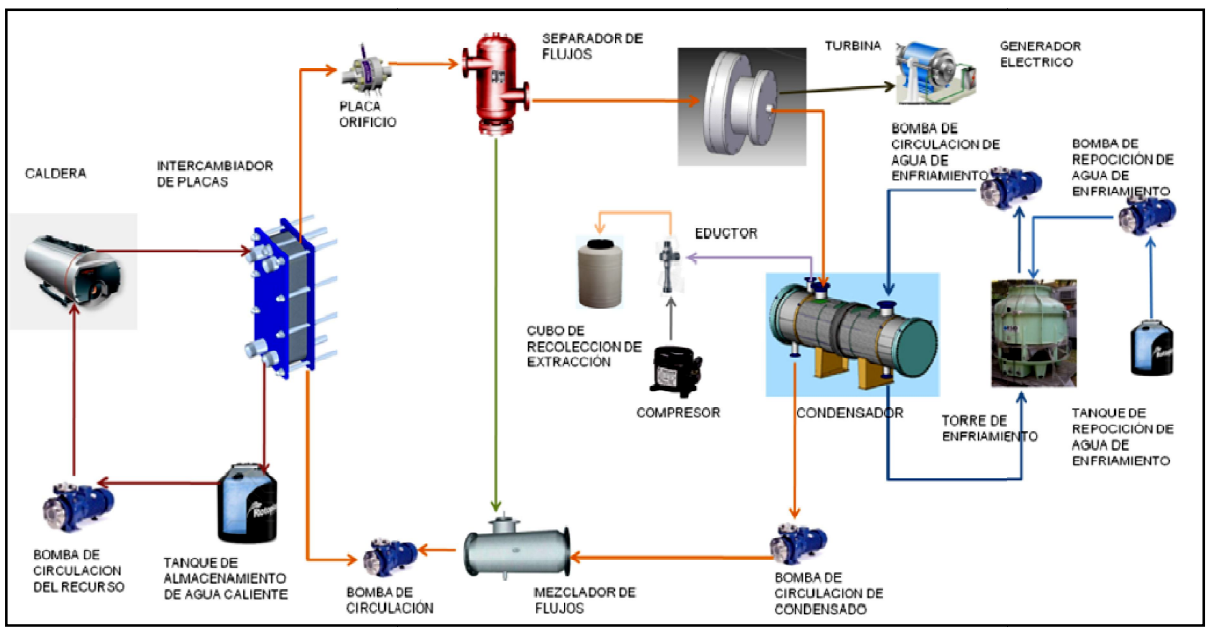


Figura 1. 22 Esquematización de planta bajo operación de ciclo PWG.

El presente trabajo se detalla específicamente al diseño del intercambiador de calor de placas, diseño que debe garantizar las condiciones termodinámicas e hidráulicas requeridas para el ciclo. Para ello se ha de introducir al lector en la temática de intercambiadores de calor.

1.3 Intercambiadores de calor

1.3.1 Definición

Los intercambiadores de calor son dispositivos que facilitan el flujo de energía térmica entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes; la mayoría de los intercambiadores evitan la mezcla entre los fluidos de intercambio, aunque hay necesidades específicas que requieren tanto una transferencia de energía térmica y de masa, estos últimos dispositivos se denominan cámaras de mezclado. En general todas estas unidades se utilizan para intercambio de calor.

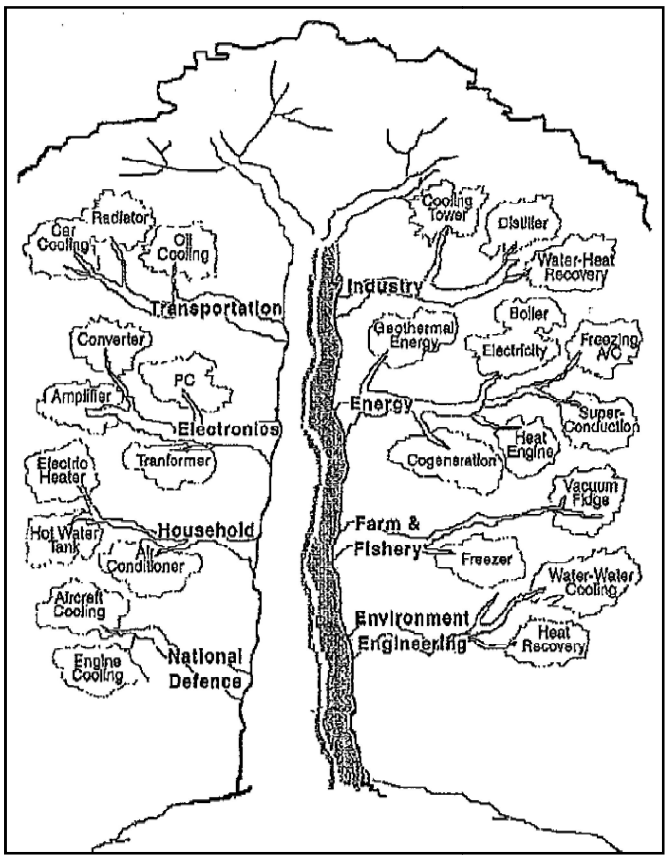


Figura 1. 23 Esquematización Gráfica de las diferentes aplicaciones de intercambiadores de calor[16].

En un intercambiador, la transferencia de energía térmica se puede dar por diferentes mecanismos: conducción, convección y/o radiación; los tres actualmente conocidos y estudiados ampliamente hasta la actualidad. Otro factor importante es la tasa a la cual se transfiere el calor entre los fluidos, ya que esta depende de la diferencia de temperatura entre los fluidos, así como de las dimensiones y configuración del intercambiador.

Las aplicaciones de los intercambiadores de calor son múltiples, desde sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento de aire hasta procesos químicos y de generación de energía eléctrica. Los intercambiadores de calor pueden clasificarse de acuerdo a los siguientes criterios[18]:

1. Recuperadores/regeneradores
2. Proceso de transferencia: contacto directo y contacto indirecto
3. Geometría de construcción: tubos, placas y superficies extendidas
4. Mecanismos de transferencia de calor: una o dos fases
5. Arreglo del flujo: paralelo, a contracorriente y cruzado.

[18] Heat Exchangers. Selection, rating and thermal design. Ed CRC Express. 2 Edition.

Solo se detallara la clasificación según la geometría de construcción ya que es la más conveniente para el seguimiento del presente texto.

1.3.2 Clasificación según geometría de construcción[19]

Una de las clasificaciones directas y de uso más práctico se ha efectuado de acuerdo a los componentes que constituyen un intercambiador de calor; los principales tipos, de acuerdo a construcción son: tubulares, de placas y superficies extendidas. A continuación se describen.

- *Intercambiadores de calor tubulares*

Este tipo de intercambiadores son construidos básicamente por tubos circulares. Uno de los fluidos fluye dentro de los tubos y el otro fluye alrededor (por fuera) de este. Las dimensiones, el número de tubos y el arreglo de tubos pueden ser cambiados; por lo tanto se considera una cierta flexibilidad en este tipo de intercambiadores. A su vez esta categoría de intercambiadores se subdivide en intercambiadores de calor de: doble tubo, tubo y coraza y tubos en espiral.

a) Intercambiadores de calor de doble tubo

Es un diseño muy típico y con una cierta simplicidad (en diseño, operación y mantenimiento); el dispositivo consiste en dos tubos concéntricos, uno dentro del otro, así también con los apropiados accesorios para dirigir de manera correcta ambas corrientes de fluido a través del mismo. Este tipo de intercambiadores de calor pueden ser modificados para una correcta operación, comúnmente el tubo interno es aletado para incrementar la eficiencia en transferencia de calor y disminuir tamaño.

Se pueden disponer también en serie o paralelo cuando el flujo de calor es mayor y las condiciones de espacio lo permiten.

b) Intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Su construcción física consta de un banco de tubos colocado de manera concéntrica a un tubo de mucho mayor diámetro, este último denominado coraza; el eje de cada uno de los tubos del banco y la coraza son concéntricos. En este tipo de intercambiadores de calor un de los fluidos fluye de manera interna a lo largo del banco de tubos, mientras que el otro fluye dentro de la carcasa pero de manera externa al banco de tubos. Existen amplias variantes de estos intercambiadores, cada una en función de la aplicación.

Este tipo de intercambiadores son ampliamente utilizados para enfriamiento o calentamiento de fluidos, condensadores, pre-calentadores, generadores de vapor (en casi cualquier tipo de central), aplicaciones industriales y en operación químicas.

[19] Heat Exchangers. Selection, rating and thermal design. Ed CRC Express. 2 Edition

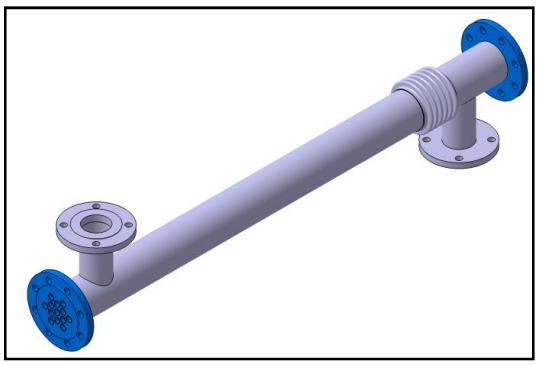


Figura 1. 24 Intercambiador de calor del tipo doble tubo

Figura 1. 25 Intercambiador de calor tipo tubo y coraza.

c) Intercambiadores de calor de tubo en espiral

Fundamentalmente es un conjunto de espiras colocadas dentro de una carcasa; su principal justificación de utilidad de debe a un mayor coeficiente de trasferencia de calor de los tubos en forma de espiral que un tubo recto. Aunque su mayor limitante es la utilidad para fluidos libres de partículas, ya que la limpieza de las espiras es muy difícil.

- *Intercambiadores de calor de placas*

Son construidos por un conjunto de delgadas placas, mismas que a su vez forman un conjunto de canales por los cuales circula un fluido, esto evitando siempre la mezcla entre ambos fluidos. Son utilizados para transferir calor entre un fluido ya sea de líquido a líquido, gas a gas y líquido a gas. A su vez se pueden subdividir como: junta y placa, placas en espiral o de laminillas.

a) Intercambiadores de calor de junta y placa.

Este consiste en una serie de placas corrugas y delgadas o de superficie irregular que sirven como medio para transferir calor y evitar la mezcla de fluidos. Los fluidos fluyen de manera alterna entre cada par de placas, usualmente son líquido ambas corrientes en estos intercambiadores. De manera general el intercambiador de calor de placas es un conjunto de placas y sellos (juntas) unidos de manera alternativa mediante una serie de tornillos (espárragos), por compresión. Se utilizan principalmente en la industria alimenticia y/o química.

Este tipo de intercambiadores de calor están limitados por las propiedades termo-mecánicas de las juntas; 25 [bar] de presión y 250 [°C] de temperatura. Su gran ventaja es el alto coeficiente de transferencia de calor generado, efecto de la corrugación de las placas (turbulencia); adicionalmente este tipo de unidades son muy compactas. Una de sus desventajas es la excesiva caída de presión observada debido a la corrugación.

b) Intercambiadores de calor de placas en espiral

Una serie de placas rolladas y colocadas de manera concéntrica una respecto a la otra. Por el área anular formada entre cada par de cilindros fluye una corriente de fluido. Nuevamente la limitante es la presión (15 [bar]) y la temperatura [500°C], su diseño permite el intercambio de calor entre dos fluidos no necesariamente en la misma fase. Su aplicación a la actualidad es para algunos sistemas de enfriamiento, donde hay cambio de fase.

c) Intercambiador de calor de laminillas

La construcción de estos intercambiadores consiste en la colocación de un conjunto de canales colocados de manera paralela y soldados a una carcasa a lo largo de esta. Comúnmente estos canales son un conjunto de placas o láminas que forman una serie de tubos planos. La finalidad es un aumento en el área de transferencia de calor respecto a los tradicionales de tubo y coraza. Sus limitantes son 35 [bar] de presión y 200-500 [°C].

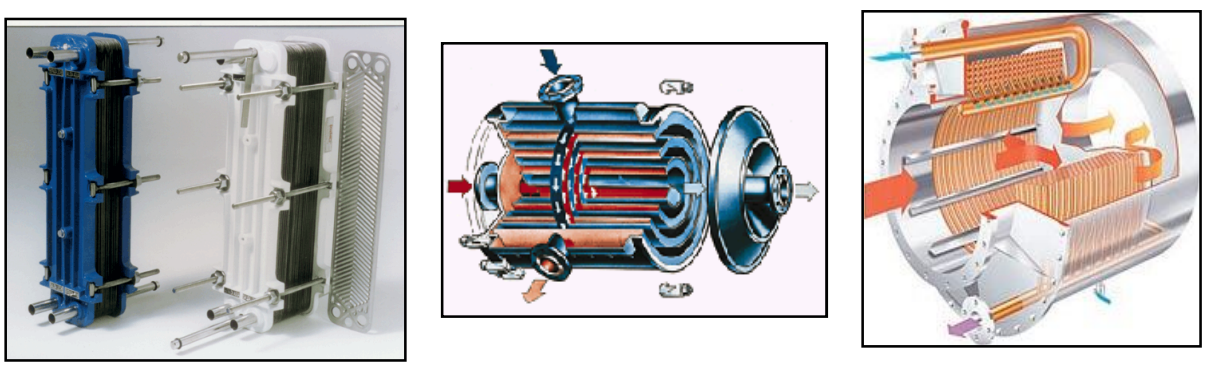


Figura 1. 26 Intercambiadores de calor de placas, de izquierda a derecha: de placa y junta, de placas en espiral, de laminillas.

- *Intercambiadores de calor de superficie extendida*

Los intercambiadores de calor con superficies extendidas son dispositivos con un conjunto de aletas o accesorios colocados sobre una superficie primaria de intercambio de calor (tubos o placas), el objetivo de esto es incrementar el área de transferencia. Su principal aplicación es para transferir calor entre fluidos: gas-gas, liquido-gas. A su vez se clasifican en:

a) Intercambiador de calor con placas aletadas

Se utilizan primordialmente para el intercambio de calor entre dos fluidos en estado gaseoso, debido a los bajos coeficientes de transferencia de calor obtenidos para la mayoría de los gases. Son unidades muy compactas con un área de transferencia por volumen de

aproximadamente 2000 [m^2/m^3]. Las placas base utilizadas suelen ser de entre 0.5 y 1.0 [mm] y las aletas de entre 0.15 y 0.75 [mm]. Su configuración física general es una serie de placas y hojas corrugadas, estas últimas colocadas entre cada par de placas para incrementar el área superficial de intercambio y darle un mayor soporte estructural al intercambiador.

Las láminas corrugadas comúnmente usadas suelen ser: hojas de lámina corrugadas, corrugadas y perforadas, corrugadas y discontinuas, corrugadas y onduladas. La mayor desventaja es la cantidad de fluido que se puede hacer pasar por este tipo de intercambiadores, ya que, las hojas utilizadas para el incremento de área suelen tener como efecto una caída de presión drástica, por ello hay que limitar la velocidad del flujo y por ende la cantidad de este.

b) Intercambiador de calor placa-tubo

Estas unidades se utilizan para el intercambio de calor entre liquido-gas o viceversa; el gas usualmente tiene un coeficiente de transferencia de calor mucho menor que el líquido, por ende, este se hace conducir del lado de la superficie extendida, en algunas aplicaciones es un líquido altamente viscoso en vez de un gas. Alternativamente, los tubos por donde se conduce en líquido, puede ser un circular convencional, o elíptico, rectangular, etc.

Su configuración estructural suele ser una serie de tubos unidos por placas, estas últimas de manera transversal. En otras ocasiones puede ser un conjunto de aletas colocadas axialmente o radialmente a lo largo del tubo. En el caso de tubos en calderas, estos tienen una lámina “torcida” de forma helicoidal que se introduce dentro del tubo con la finalidad de provocar turbulencia e incrementar el coeficiente de transferencia de calor. Comúnmente la modificación a tuberías se utiliza para aplicaciones de condensación o evaporación.

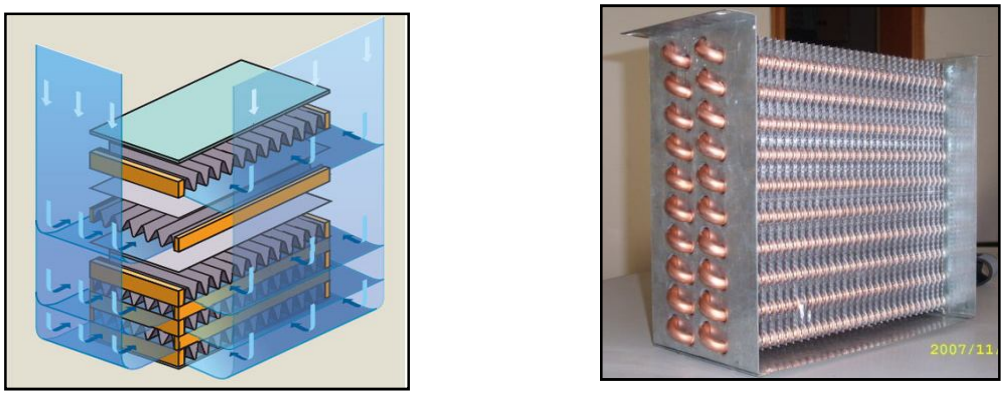


Figura 1. 27 Intercambiadores de calor de superficies extendidas, de izquierda a derecha: placa aletada, tubo-placa.

1.3.3 Intercambiadores de calor en geotermia

Como se ha explicado, los tipos de intercambiadores de calor son variados y cada uno de ellos ha sido desarrollado para aplicaciones específicas, en geotermia se exigen ciertas condiciones de operación para este tipo de equipos y los más utilizados son:

- Tubo y coraza
- Placas planas
- Lecho fluidizado
- Contacto directo
- Intercambiadores de pozo profundo (Downhole Heat Exchanger)

En cuanto a generación eléctrica a partir de geotermia, se construyen centrales geotermoeléctricas que a su vez están constituidas por equipos diversos, algunos de ellos intercambiadores de calor. En una configuración básica, tres equipos de transferencia de calor son del tipo tubo y coraza de contacto indirecto (específicamente el precalentador, el evaporador y el condensador); un cuarto es un intercambiador de contacto directo (torre de enfriamiento), es decir, hay una transferencia y mezcla de masa (agua-aire). En algunas ocasiones el condensador es un intercambiador de contacto directo (agua-agua) y/o la torre de enfriamiento suele ser uno de contacto indirecto (agua-aire), para esta última se utiliza un intercambiador con superficie extendida.

Los intercambiadores de calor utilizados en una geotermoeléctrica, como los descritos, tienen que cumplir con características apropiadas para el tipo de trabajo al que son sometidos. El aspecto más importante a encarar es la agresividad química y corrosión que eventualmente puede ocasionar el fluido geotérmico extraído de un yacimiento geotérmico ya que comúnmente tiene concentraciones considerables de sulfuros, sales disueltas, solidos abrasivos y grandes cantidades de sílice; todo esto induce una baja en la eficiencia del equipo (por incrustaciones especialmente), un continuo y exhaustivo mantenimiento, y al final en los elevados costos que esto representa.

Lo descrito en el párrafo anterior genera la necesidad de hacer un buen estudio de materiales y evaluar las posibles mejoras termo-mecánicas que podrían hacerse a partir de tratamientos (recubrimientos plásticos, películas protectoras) con la finalidad de poder seleccionar aquel material que cubra las necesidades de operación de manera óptima; a saber: corrosión, agresión química y solicitaciones térmicas.

En México, el campo geotérmico de los Azufres tiene dos centrales de generación que operan bajo un ciclo binario con fluido geotérmico a 170 [ºC] de temperatura aproximadamente. Actualmente estas dos centrales se encuentran fuera de servicio, el motivo de esta acción fue la baja eficiencia que mostró la central por el mal funcionamiento del precalentador y el evaporador, ambos dispositivos mantenían contacto directo con el fluido geotérmico.

Figura 1. 28 Planta de ciclo binario Los Azufres, Mich. (IMPULSA IV, 2008).

Figura 1. 29 Mantenimiento de intercambiadores de calor de central de generación binaria, los Azufres, Michoacán (IMPULSA IV, 2008)

1.3.4 Criterios de selección para un intercambiador de calor[20]

Los criterios disponibles para la selección de un intercambiador, se citan a continuación:

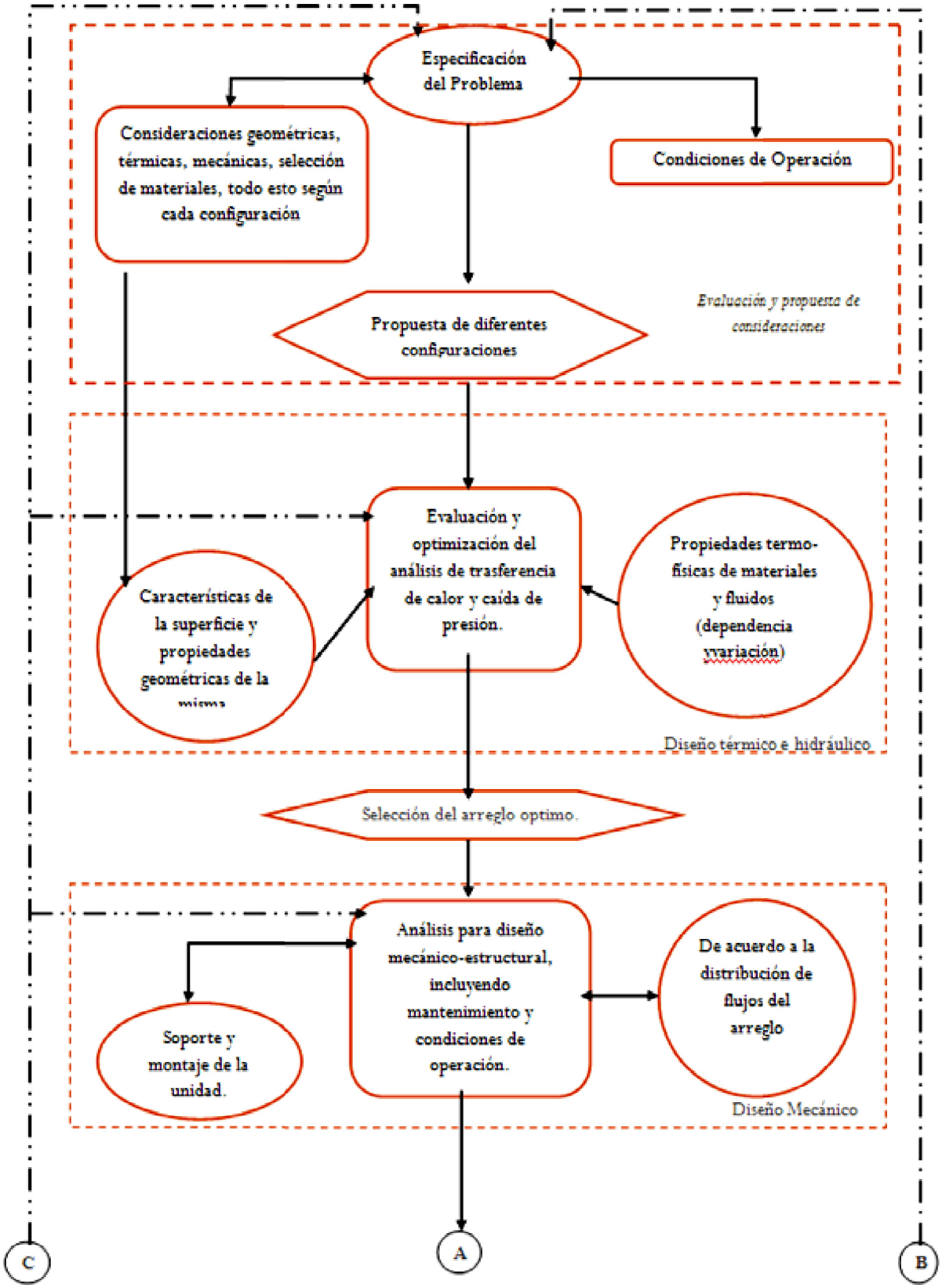
- El intercambiador de calor debe satisfacer las especificaciones del proceso, evitando siempre un complejo mantenimiento, esto con el fin de evitar bajas económicas notables en la operación de la planta.
- El intercambiador de calor deberá soportar las condiciones bajo las que ha de operar: medio ambiente, corrosión, ensuciamiento, etc.
- El mantenimiento de un intercambiador de calor debe ser de fácil; lo cual implica una configuración que permita una limpieza y reemplazo de cualquier componente adecuado y económico. Usualmente este punto dictaminará la posición espacial del intercambiador.
- Siempre se han de contemplar las limitaciones de un intercambiador: diámetro, longitud, peso, requerimientos, localización espacial y geográfica, limpieza, disponibilidad de servicio.

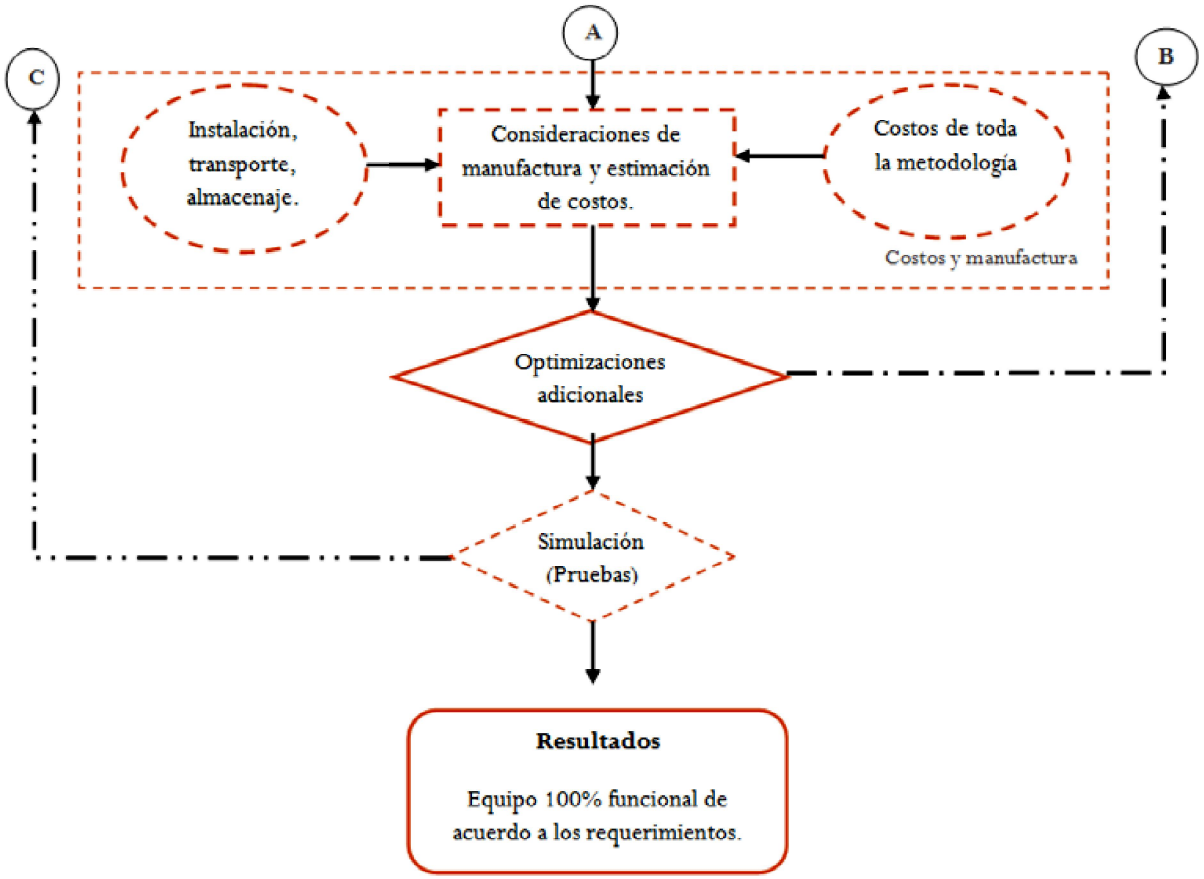
1.3.5 Aspectos generales de diseño de intercambiadores de calor.

El diagrama que se esquematiza en las siguientes dos páginas arroja un panorama general sobre las etapas de diseño de un intercambiador de calor de manera general: La evaluación de propuestas y consideraciones de operación: Una etapa de diseño térmico e hidráulico, una más de diseño mecánico, otra donde se evalúan consideraciones de costes y manufactura, y una última etapa de operación y pruebas donde se estudian los rangos de operación de la unidad y se corroboran las condiciones operativas solicitadas en la primer etapa.

[20] Heat Exchangers. Selection, rating and thermal design. Ed CRC Express. 2 Edition.

DIAGRAMA DE FLUJO DE METODOLOGÍA





Fuente: Adecuación del autor desde: Fundaments of Heat Exchangers. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. Ed. Wiley. 1st Edition. 2003.

Los alcances de este trabajo solo abarcan la segunda etapa: la referente al diseño termo-hidráulico. La primera etapa fue definida previamente[21] cuando se conceptualizo la idea del diseñar un ciclo de generación eléctrica a partir de energías renovables; de manera que se ha definido el problema y se ha propuesto una solución, por consiguiente la fase de diseño termo-hidráulico es la que sigue.

Para la parte de diseño mecánico se proporcionaran archivos computacionales para un futuro análisis CAE y CAM.

En cuanto a costes y manufactura solo se hará un análisis muy general con la finalidad de tener una comparativa económica con equipos ya fabricados por terceros.

[21] García James, Oziel. "Los recursos geotérmicos de baja entalpia una opción en la generación eléctrica y desalación de agua de mar". Tesis. 2008.

1.4 Conclusiones

De la temática abordada en este capítulo, se pueden sintetizar las siguientes ideas.

- La obtención de energía, principalmente eléctrica, a partir de geotermia ha demostrado ser viable como energía alterna. Debido principalmente al gran potencial energético (calor) existente en el interior de la tierra y a su posibilidad de explotarlo. Además, se puede considerar que es una energía "más amigable" con el medio ambiente que la generación con fuentes convencionales (con hidrocarburos).

- La geotermia se encuentra en continuo desarrollo ya que mucho del potencial presente en la tierra es aun inaccesible para el hombre, y no se ha de dar por perdido ya que se puede considerar gratuito e infinito, es decir, su disponibilidad y cantidad es basta para satisfacer las necesidades actuales.

- Aunque la geotermia involucra elevados costos durante la etapa de exploración y prospección; todo se ve compensado a futuro, en la mayoría de los casos los costos son mucho menores que los involucrados en el establecimiento y operación de una planta termoeléctrica, por ejemplo.

- En cuanto a los diferentes recursos geotérmicos actualmente clasificados, se ha buscado el aprovechar al máximo cada uno de ellos ya que su distribución y disponibilidad en todo el globo es elevada. Por este motivo es conveniente impulsar el desarrollo de tecnologías para explotar los recursos de baja y media entalpia, en especial para la generación de energía eléctrica, insumo muy importante para el hombre hoy día. Sin dejar de lado, todas las aplicaciones directas en las que se pueden aprovechar este tipo de recursos geotérmicos.

- Los diferentes tipos de centrales de generación geotermoeléctricas son utilizadas en función del yacimiento geotérmico disponible, algunas con relativa sencillez (ciclo a contrapresión) y otras más complejas (ciclo Kalina). Se menciona esto, ya que no se ha de menospreciar el costo monetario empleado al crear una centrar de este tipo.

- El ciclo PWG, desarrollado por el equipo de trabajo IMPULSA IV, ha demostrado ser una opción viable, de manera teórica, para la generación de energía eléctrica a partir de recursos geotérmicos de media entalpia.

- Los diferentes tipos de intercambiadores de calor disponibles son variados, aunque solo algunos de ellos son adecuados para su implementación en la explotación de recursos geotérmicos. Por ello la imperiosa necesidad de impulsar el desarrollo de materiales y configuraciones más adecuadas, en el caso del ciclo PWG, se cita un intercambiador de calor de placa.

2. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

Introducción

Como previamente se aclaró, el tema base de este documento es la generación de energía eléctrica aprovechando recursos geotérmicos de media entalpia, el ciclo PWG es una opción para dicho propósito. Una vez desarrollados todos los aspectos del ciclo, el siguiente paso es la búsqueda de información sobre todos los aspectos concernientes a cada uno de los equipos que conforman la planta de generación, los alcances de esta tesis abordan el intercambiador de calor de placas, componente de la planta de generación. La finalidad de este capítulo es hacer un recuento de la mayoría de la teoría existente relacionada con intercambiadores de calor de placas. Aquí se entenderá un intercambiador de calor de placas y un intercambiador de placas y armazón como el mismo dispositivo (ICP).

.

2 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

2.1 Breve reseña histórica

Los intercambiadores de calor de placas (ICP) fueron introducidos aproximadamente en el año de 1930 por las industrias alimenticias, en especial por su fácil limpieza; aun así su diseño alcanzo la madurez hasta 1960 cuando se desarrollaron nuevos materiales y se alcanzaron geometrías de placa mucho más efectiva.

El diseño de estos dispositivos está ampliamente especializado de acuerdo a la naturaleza de su utilidad; a diferencia de los intercambiadores de placas tubulares los cuales tienen una amplia gama de métodos y datos disponibles; el diseño de intercambiadores de calor de placas continúa siendo propiedad de particulares en su mayoría de acuerdo a los requerimientos de su mercado.

2.2 Principio de operación y aplicaciones

2.2.1 Operación termo-hidráulica

La esquematización de un intercambiador de placas durante su operación se ilustra en la figura 2.1. Su operación se puede observar desde dos perspectivas: térmica e hidráulica. Térmica, donde se observan dos fenómenos de transferencia de calor principalmente: conducción y convección, en la placa y entre los fluidos respectivamente; se puede considerar radiación, pero esta última no tiene un gran impacto. Hidráulica, aquí toma importancia la disposición a contracorriente del flujo (importante para una alta eficiencia en la transferencia de calor), así como la distribución del mismo a lo largo de todo el intercambiador, es decir, cada uno de los fluidos se conduce de manera alterna entre cada par de placas; para lograr esta distribución de fluido se hace uso de empaques.

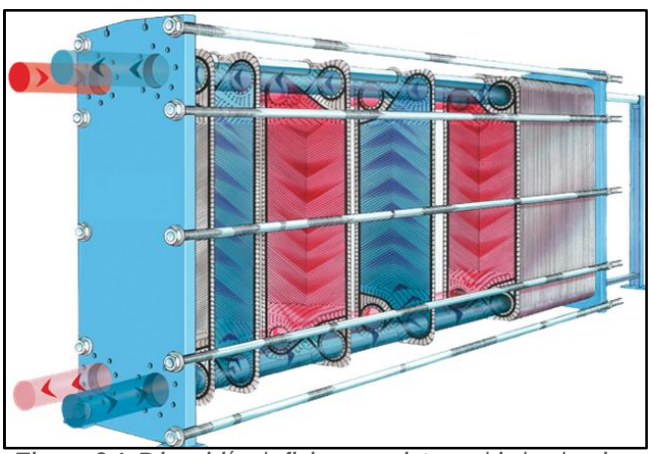


Figura 2.1 *Disposición de flujos en un intercambiador de calor operando*[41].

De acuerdo a lo citado anteriormente se ha de tener en cuenta un buen diseño para satisfacer ambos principios de operación, a saber, un óptimo coeficiente de transferencia de

[41] http://adningenieria.com.ar/productos/api-schmidt-bretten/intercambiadores-de-calor-a-placas/

calor y una baja caída de presión a lo largo del dispositivo. En ambas partes se involucra el desarrollo de materiales.

2.2.2 Aplicaciones generales

Las aplicaciones son variadas, las más comunes:

Industria marítima. Como característica particular de los ICP en la industria marina cabe destacar el material de las placas para poder resistir el poder de corrosión del agua del mar. El material empleado habitualmente es el Titanio, de menor peso que el acero inoxidable y resistente a la corrosión del agua salina.

Centrales nucleares. Los intercambiadores de calor de placas se utilizan en el circuito secundario de refrigeración. Como es lógico, las exigencias en la Energía Nuclear son cada día más estrictas.

Industria alimenticia. Los intercambiadores de calor de placas tienen presencia en los siguientes sectores industriales:

- Lácteo
- Cervecero
- Bebidas y refrescos
- Vinos y Licores
- Azucarero

Así mismo tiene lugar en la industria farmacéutica, cosmética y se utiliza igualmente en calefacción y refrigeración.

2.3 Descripción física general

2.3.1 Componentes y ventajas principales de un ICP

Los intercambiadores de placa y armazón consisten en un bastidor con placas recambiables y juntas de estanqueidad (comúnmente de caucho o algún polímero afín), sin elementos de soldadura. Las placas están preformadas de acuerdo a un diseño de corrugación que facilita el intercambio térmico entre los fluidos caliente y frío.

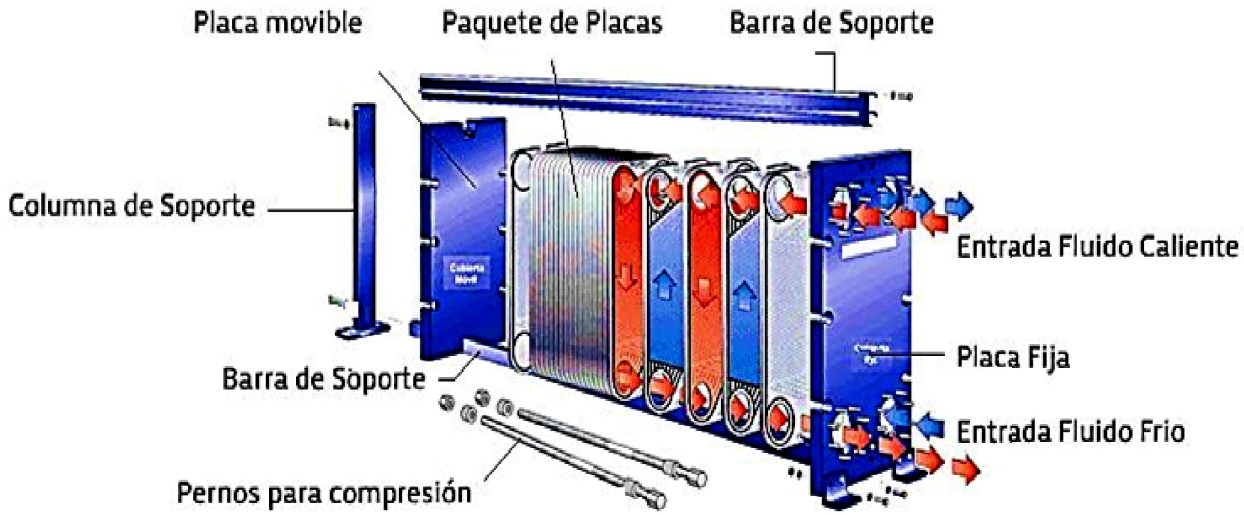


Figura 2.2 Configuración física de un intercambiador de calor de placas corrugadas.

Las características sobresalientes de los Intercambiadores de placas son las siguientes:

- Son compactos: Con una gran superficie de intercambio y las placas en conjunto proporcionan una mayor eficiencia térmica requiriendo menor espacio de instalación.
- Seguridad: Ausencia de posible mezclado entre fluidos debido al sellado independiente de ambos mediante las juntas de estanqueidad. El área intermedia ventea a atmósfera en caso de rotura o desgaste de juntas, evitando la contaminación interior.
- Livianos: Su diseño proporciona más fácil manipulación en planta, transporte y seguridad de uso en la instalación.
- Ensuciamiento mínimo: Debido a su diseño auto limpiable de las placas.
- Expansibilidad y durabilidad: Posibilidad de ampliación de placas para el futuro incremento del rendimiento térmico en planta y renovación de efectividad con el cambio de placas.
- Juntas de caucho natural o sintético, incrustadas a presión. Estas juntas tienen una doble función: Conducir los líquidos a través del cambiador y hacer el cierre del intercambiador. Son también la principal limitante de operación en este tipo de intercambiadores:
- Máxima Presión de Operación: 20 Kg/cm²
- Máxima Temperatura de Operación: 130 ºC
- Superficie de calefacción: 0.1 – 2200 m²
- Mantenimiento fácil: Se permite una apertura y cierre fácil y rápido para limpieza mecánica, por lo tanto se tienen bajos costes de servicio.
- Puede manejar diferentes fluidos como: Agua libre de oxígeno en calefacciones hasta líquidos corrosivos como lejías, ácidos y agua de mar.
- Mínima corrosión y desgaste de materiales.

2.3.2 Configuraciones típicas[42]

El término "paso" en un ICP, se refiere al grupo de canales por los cuales viaja uno solo de los líquidos, así por ejemplo un ICP típico es de dos pasos. Pero también existen ICP de diferentes arreglos, de manera practica un arreglo es la forma en la que están dispuestos todos o cada uno de los "pasos"; de modo que se puede tener un arreglo en "U", en "Z", en serie o en paralelo, justo como se ilustran en la figura 2.3.

Ahora, existen también configuraciones multiarreglo, que primordialmente son un determinado número de "pasos" conectados en serie, formalizando, existen tres tipos de configuraciones multiarreglo comúnmente usados: arreglo de dos pasos/ dos pasos por flujo, arreglo de dos pasos/ un paso por flujo.

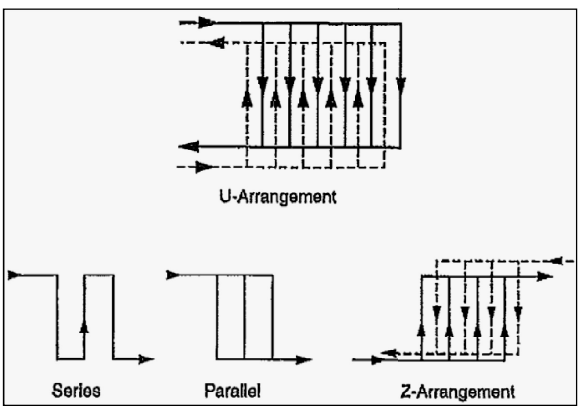


Figura 2.3 Diferentes tipos de paso: U, Z, Serie y Paralelo

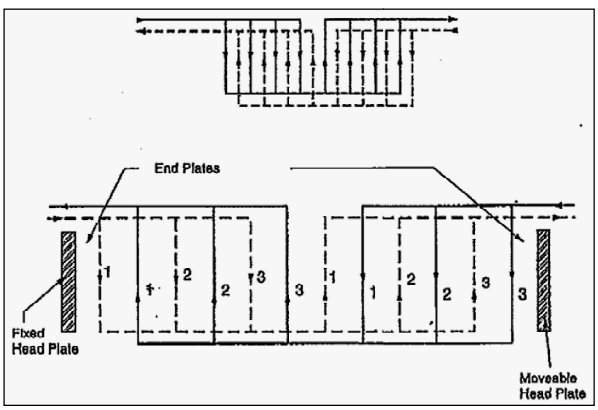


Figura 2.4 Configuraciones multiarreglo de dos pasos/ dos pasos por flujo

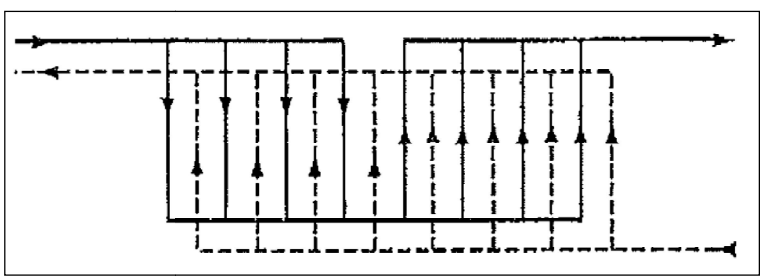


Figura 2.5 Configuraciones multiarreglo de dos pasos/ un paso por flujo

2.4 Consideraciones generales de diseño

2.4.1 Superficie de intercambio

Un intercambiador de calor de placas se caracteriza por tener una gran superficie de transferencia de calor, debido al acomodo de las placas y en adición a la corrugación

[42] Heat Exchangers. Selection, rating and thermal design. Ed CRC Express. 2 Edition

presente en cada una de ellas, además el hecho de dar un ángulo a cada una de las corrugaciones en la placa tiene el proposito de incrementar aún más el área de transferencia.

La densidad de área, β, es el relación de área de transferencia de calor *A* respecto a su volumen, un intercambiador de placas cumple con una alta densidad de área, motivo por el cual su eficiencia al transferir energía térmica es comúnmente mayor que en un intercambiador de tubo y coraza (hay un incremento en el área de transferencia de calor).

2.4.2 Empaques

Los empaques son instalados entre cada una de las placas y estos juegan el papel más importante en la operación de un intercambiador de calor de placas.

Figura 2.6 Empaque utilizado en un intercambiador de calor de placas[43].

Los empaques se encargan de dirigir los fluidos de manera alterna a través de cada paquete de placas formando entre dos placas canales para la conducción de los fluidos, es decir, el fluido caliente pasa por un lado de cada placa mientras el fluido frío pasa por el lado opuesto de cada una de estas, es así como se logra el intercambio de calor entre ambos fluidos. De no existir empaques, los fluidos no se pudieran direccionar y tendríamos problemas de mezcla de fluidos o contacto entre ellos.

El material de los empaques se selecciona de acuerdo a la composición química del fluido y a su temperatura. Existen diferentes materiales para la fabricación de empaques siendo su aplicación uno de los parámetros para su selección, de entre los más comunes se pueden citar:

Tabla 2. 1 Materiales comúnmente utilizados para la fabricación de juntas (empaques)

Material	Temperaturas de Operación máximas	Aplicaciones
Goma nitrílica	135	Agua, aceite mineral o vegetal, Soluciones azucaradas
Goma EPDM	160	Agua caliente con vapor, vapor de agua, ácidos minerales
Neopreno	70	Sistemas de refrigeración, R-22
Goma butílica	> 150	Ácidos, álcalis, aceites, aminas
Goma base fluorelastómeros	180	Ácidos minerales, vapor, aceites
Juntas de base grafito	500	Productos orgánicos y mezclas

La calidad de los empaques depende básicamente de la correcta selección y mezcla de los componentes y el curado de estos en el proceso de termo-formado.

[43] http://www.wcr-regasketing.com

2.4.3 Materiales

Los materiales convenientes para el estampado en frío y resistentes a la corrosión son comúnmente utilizados para las placas del intercambiador de calor:

- Acero inoxidable AISI 304,
- Incoloy 825, Stainless steel,
- AISI 316, Monel400,
- Avesta SMO 254,
- Hastelloy B,
- Titanio,
- Titanium-0.2% Hastelloy C-276,
- Paladio estabilizado
- Aluminio-laton 76/122/2,
- Tantalio,
- Cupronickel (70/30),
- Inconel 600,
- Cupronickel (90110),
- Inconel 625
- Diabon F 100.

Figura 2.7 Ilustración representativa de placas tipo Chevron de diferentes materiales

Las características principales de estos materiales son la maleabilidad, la resistencia a la corrosión y su conductividad térmica.

2.4.4 Corrosión

Esta ocurre principalmente por la influencia química de los fluidos sobre el material de las placas, todo depende de la afinidad electrónica para generar corrosión. Es una práctica general en los fabricantes de intercambiadores de placas usar solamente materiales resistentes a la corrosión, dictado por factores como la pureza del producto y la minimización del ensuciamiento por corrosión.

En geotermia la corrosión así como las incrustaciones son el principal problema a abatir, en el caso del ciclo PWG, el único dispositivo que se encuentra en contacto directo con el fluido geotérmico es el intercambiador de placas, por ello su especial cuidado en el diseño y selección de materiales a utilizar en el mismo, para que su implementación conlleve la menor cantidad de problemas técnicos y de mantenimiento especialmente.

2.4.5 Ensuciamiento en intercambiadores

La elevada turbulencia, el flujo de masa uniforme, la irregularidad superficial de placas y la correcta selección de materiales reduce el ensuciamiento y la necesidad de limpieza frecuente en un intercambiador de placas. De aquí que los factores de ensuciamiento requeridos en los intercambiadores de calor de placas son pequeños comparados con los comúnmente usados en diseños de tubo y carcasa.

2.4.6 Ensuciamiento por corrosión

El ensuciamiento por corrosión se debe principalmente a la deposición de partículas sólidas en las superficies de transferencia de calor. En este proceso de ensuciamiento, el material de transferencia de calor en sí mismo reacciona para producir productos de corrosión, que ensucian la superficie de transferencia de calor.

Figura 2.8 Ensuciamiento de un intercambiador (por corrosión)

Los efectos más comunes de este tipo de ensuciamiento son la pérdida de material debido a un adelgazamiento general de la placa, óxido de hierro.

El ensuciamiento por corrosión es altamente dependiente de la elección del material y las condiciones ambientales. Se deduce entonces que una correcta selección del material afecta el rendimiento del intercambiador en general, se puede recurrir a la aplicación de técnicas para incrementar la durabilidad y rendimiento del intercambiador como: el uso de inhibidores, protección catódica, y tratamiento superficial, pero todo ello trae consigo un aumento en costos.

2.4.7 Efectividad del intercambiador

La efectividad de un intercambiador se define como la caída de temperatura total del fluido caliente respecto a la diferencia máxima de temperatura posible entre las temperaturas de entrada del fluido que transmite la energía térmica. Las siguientes consideraciones se toman en cuenta para determinar la efectividad:

- El coeficiente de transferencia de calor es constante a través del intercambiador.
- No hay cambio de fase.
- El calor específico de cada fluido es constante e independiente de la temperatura.
- Se tiene estado estacionario, es decir el flujo de masa es constante para los fluidos.
- El caudal de ambos fluidos está uniformemente distribuido.
- Las pérdidas de calor del sistema son despreciables en la periferia de cada placa.

2.5 Consideraciones termo-hidráulicas de un ICP (Diseño)

El diseño de intercambiadores de calor de placas se debe realizar de manera cuidadosa ya que la determinación o selección de una tipología de placa proveerá de beneficios ya sea térmico o hidráulico, por ello dependiendo de la aplicación es la selección de una configuración y una geometría de placa determinadas.

Se dice térmico o hidráulico debido a que un ángulo Chevron de entre 20° - 40° proporcionara altos coeficientes globales de transferencia de calor y una alta caída de presión, rangos de entre 50°- 60° a la inversa.

El desarrollo presentado en este reporte toma relaciones empíricas recopiladas de diversas fuentes literarias, artículos de investigación primordialmente, para dar solución a los problemas presentados y poder caracterizar el intercambiador.

2.5.1 Área de caudal

El espaciamiento de las placas con huecos nominales entre 2 y 5 mm resulta un diámetro hidráulico en el rango de 4 – 10 [mm]. Las placas se colocan de forma que se alcanza muy alto grado de turbulencia. Los números de Reynolds críticos están en el rango de 10 – 40, dependiendo de la geometría. Estos factores contribuyen a producir coeficientes de transferencia muy altos.

Las velocidades nominales en líquidos similares al agua en flujo turbulento están usualmente en el rango de 0,3 – 1 m/s, pero la velocidad verdadera puede ser más alta por un factor de tres o cuatro debido a los efectos de la corrugación. Todas las relaciones de caída de presión y transferencia de calor están, normalmente basadas en la velocidad del canal.

2.5.2 Ángulo de corrugado

Una placa con un ángulo chevron bajo (25 – 30 º) proporciona una alta transferencia de calor combinada con alta caída de presión de manera global, mientras que una placa con alto ángulo chevron (60 º - 65 º) proporciona una baja transferencia de calor combinada con baja caída de presión. Los fabricantes especifican estas placas como placas de bajo – theta y alto – theta.

2.5.3 Optimización térmico-hidráulica

Uno de los problemas asociados a los ICP es el acoplamiento exacto de las necesidades térmicas; es muy difícil cubrir las necesidades térmicas a la vez que se utiliza completamente la caída de presión disponible. Este problema se supera mediante un procedimiento conocido como mezcla térmica. La mezcla térmica proporciona a los diseñadores la mejor oportunidad para utilizar la caída de presión disponible sin excesiva superficie, y con pocos modelos de placa. La mezcla térmica se alcanza por dos métodos:

• Usando placas de alto – y bajo – theta: En este método, el conjunto de placas puede estar compuesto por placas de alto – theta ($\beta = 30$ º), o placas de bajo theta ($\beta = 60$ º), o una combinación de placas de alto y bajo – theta dispuestos alternativamente en el conjunto placa-empaque para proporcionar un nivel intermedio de rendimiento.

▪ Usando placas horizontales y verticales: En este método, se seleccionan dos combinaciones de modelos geométricos para proporcionar tres niveles de placas de rendimiento.

▪ Placas de estilo horizontal: Estilos de placa Accu-Therm.

▪ Placas de estilo vertical: Estilos de placa Accu-Therm V.

▪ Combinación de placas.

2.6 Características geométricas de una placa tipo Chevron[44]

El diseño general de los intercambiadores de calor de placas permite un número casi infinito de combinaciones de parámetros geométricos para la placa. A continuación solo se presentan las características geométricas de una placa tipo "Chevron".

La geometría de cada placa es determinada principalmente por la forma y el tamaño de las corrugaciones. La corrugación es por lo general sinusoidal y se puede identificar por los siguientes parámetros (figura 2.9):

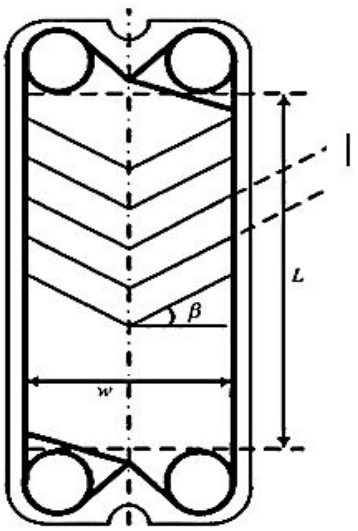
▪ Ancho proyectado de placa, w
▪ Ángulo de "Chevron" respecto de la horizontal, β
▪ Profundidad corrugación, b
▪ Espesor de placa, t
▪ Paso entre corrugaciones, Λ
▪ Radio de curvatura, R

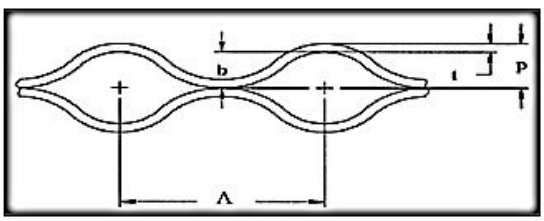
De estos parámetros el más importante para la placa es el ángulo de "chevron"; la mayor parte de intercambiadores de calor de placas en el mercado tienen profundidades y un paso entre corrugaciones similares, de modo que la magnitud del ángulo "chevron" varía según el uso.

El ángulo de "chevron" es bastante importante para la transferencia de calor y la caída de presión. A continuación se muestran los valores máximos y mínimos de estos parámetros actualmente encontrados en el mercado[45].

[44] Heat Exchangers. Selection, rating and thermal design. Ed CRC Express. 2 Edition
[45] http://www.flowgasket.com/importancia.htm

- Espesores de placas: 0.5 a 1.2 mm (t)
- Área de intercambio por placa: 0.032 a 3.4 m2 (Ae, área efectiva)
- Área de intercambio por unidad: 0.1 a 2200 m2.
- Espaciado entre canales: 1.6 a 5.5 mm (b)
- Dimensiones promedio de las placas: ancho entre 0.2 a 1.5 m (w) y alto entre 0.5 a 3 m (Longitud efectiva, Le)
- Angulo chevron: entre 22º y 65º (β)
- Radio de curvatura: de 3 a 4 mm, (R)
- Paso entre corrugaciones: de 7 a 15 mm, (Λ)
- Dimensiones de las conexiones: 1" a 18".
- Tipo de conexiones: roscadas, socket, bridadas o Victaulic





P € (1.6,5.5)	[mm]
t € (0.5,1.2)	[mm]
Λ € (7,15)	[mm]
Dt € (25,457)	[mm]
Lh € (0.5,3)	[m]
W € (0.2,1.5)	[m]

Figura 2.9 Parámetros físicos de una placa tipo Chevron utilizados para el análisis termo-mecánico.

Para la caracterización total de un intercambiador de placas, los parámetros más importantes son la altura, L (la distancia vertical entre la entrada y la salida, Lp), el ancho de placa, W, el número de placas, y la distancia entre placas. La distancia entre placas y la profundidad de una corrugación se denominan ambos parámetros mediante la letra "b". Para evitar confusiones siempre que aparezca la letra "b" se referirá a la distancia entre placas ya que será un parámetro que se utilizará más adelante.

Otros parámetros no de menor importancia son el tamaño y la posición de los puertos de entrada y salida de los fluidos. Comúnmente en la industria los intercambiadores se diferencian principalmente por estos últimos parámetros, al no encontrarse tan definidos.

Ahora que se tiene una noción sobre la geometría de la placa se considera pertinente mostrar la distribución del fluido de operación entre dos placas en un ICP, ello se ilustra en la figura 2.10. Como se observa el régimen es muy caprichoso, y debido a esto el análisis del flujo y los efectos termo-hidráulicos son complejos.

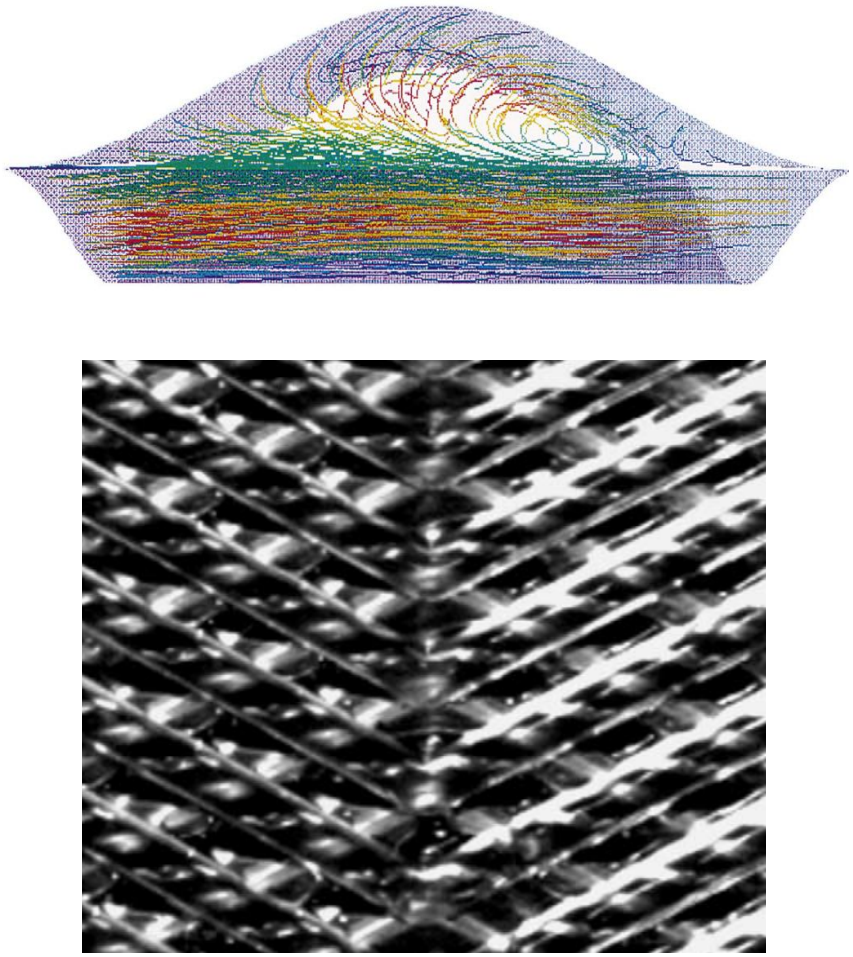


Figura 2. 10 Régimen de flujo de un fluido a través de un par de placas tipo Chevron (El otro fluido de operación tiene un régimen igual rotado 180º)[46].

[46] P. Vlasogianis, G. Karagianis, P. Argiropoulos, V. Bontozoglou. Air water flow and heat transfer in a plate heat exchanger. 2001.

2.7 Conclusiones

Dentro de este capítulo, se pueden destacar los siguientes puntos a manera de síntesis.

- Una de las principales bondades de un ICP es la facilidad de limpieza, por ello la utilidad de estos dispositivos en aplicaciones alimenticias principalmente: láctea, mermeladas, etc. Esta misma ventaja entre otras (como la expansibilidad) son los motivos principales de su implementación en el ciclo PWG.

- La implementación de un ICP a una planta que opera bajo el ciclo PWG es posible mediante la correcta selección de materiales y un diseño apropiado, en el cual se ha de contemplar generar una alta turbulencia: así se tiene un alto coeficiente de transferencia de calor, menor incrustación contemplando siempre que la caída de presión no debe exceder los límites permisibles.

- Los empaques que han de ser utilizados en el ICP del presente trabajo, ha de ser de materiales especiales, por la temperatura a la que se ha de trabajar (140 [°C]).

- El análisis termo-hidráulico recae fuertemente en la selección de un ángulo para la placa chevron, como se ve en la Figura 3.10 dicho ángulo es el causante del régimen y por ende de los demás parámetros físicos.

- Han de ser varios los equipos auxiliares en el ICP, por lo tanto se debe enfocar una sección en la selección de dichos dispositivos, en especial para un análisis económico.

3. METODOLOGÍA DE DISEÑO
(CÁLCULOS, SELECCIÓN DE MATERIALES, EQUIPO)

Introducción

El comportamiento final del intercambiador de calor depende ampliamente de la geometría de la placa, de acuerdo al capítulo anterior. Lo que se presenta a continuación es un análisis tentativo del ICP (intercambiador de calor de placas) a caracterizar. No es posible predecir teóricamente al cien por ciento la transferencia de calor ni la caída de presión presente en el dispositivo, para esto se recurre a las expresiones disponibles en la literatura que se aproximaran a los valores reales. El propósito de esta tesis es lograr un diseño óptimo de un ICP, por tanto, toda la metodología a seguir se ha adecuado para dicho dispositivo.

Para poder predecir y estudiar el comportamiento del proceso térmico en el ICP es necesario recurrir a la experimentación una vez que se cuenta con el dispositivo físico, esto ha de concluir en la fase de optimización para el ICP.

.

3 METODOLOGÍA DE DISEÑO (CÁLCULOS, SELECCIÓN DE MATERIALES, EQUIPO)

3.1 Especificaciones: consideraciones y condiciones de operación

Esta sección es una parte fundamental del diseño, el paso inicial, aquí se coloca sobre mesa el problema a abordar. Se ha divido por conveniencia en dos partes: consideraciones y condiciones de operación.

- Consideraciones: térmicas, donde intervienen principalmente la cantidad de energía térmica a transferir de un fluido a otro; geométricas, aquí se restringe el tamaño de la unidad según la disponibilidad de espacio; mecánicas, interviene un análisis estructural de la unidad; de materiales, donde se involucran propiedades termo-mecánicas de los mismos; hidráulicas, comúnmente tienen relación con la caída de presión permisible en el fluido dentro del ICP.
- Condiciones de operación: termodinámicas, referente a los estados termodinámicos de entrada y salida de cada uno de los fluidos (presión, temperatura principalmente); ambientales, considerándose la agresividad medioambiental sobre el equipo y a la naturaleza química de los fluidos (de manera empírica).

La unidad a diseñar estará bajo operación en un ambiente más corrosivo a lo normal, usualmente en zonas donde se explotan recursos geotérmicos el ambiente es húmedo, debido a este último punto se ha de poner especial atención en la selección de materiales. En cuanto al aspecto geométrico se ha de consultar especificaciones de tipo dimensional que manejan los diseñadores y distribuidores ya existentes en el mercado, la razón principal de esta postura es tomar en cuenta la experiencia de tales distribuidores y usarla a favor.

3.2 Análisis conceptual de transferencia de calor y caída de presión

La función de este subtema es hacer una compilación de las múltiples herramientas teóricas del área de transferencia de calor y mecánica de fluidos para desarrollarlas de acuerdo a las necesidades de diseño termo-hidráulico del ICP. En inicio se presentan las simplificaciones consideradas, a continuación se presentan las ecuaciones y la deducción de expresiones requeridas (La nomenclatura se detalla en un apartado inicial de la tesis).

3.2.1 Consideraciones[52]

Estas consideraciones tienen como finalidad simplificar los cálculos requeridos para la caracterización del intercambiador de placas.

[52] Heat Exchangers: selection, Rating an Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Llu. Second Edition. CRC Press

- Estado permanente: Es decir, se tiene un proceso de intercambio de calor uniforme (constante) en todo momento y no hay variaciones en el proceso respecto al tiempo.
- Flujo estacionario: No hay acumulación de masa en el sistema.
- Las variaciones en energía cinética y potencial son despreciables.
- No hay pérdidas por radiación.
- Se opera siempre con fluidos incompresibles.
- No se considera perdida de calor hacia los alrededores, es decir, se considera un sistema adiabático.
- Se determinaran las propiedades termodinámicas de acuerdo a las condiciones de cada estado; en ocasiones se usa la temperatura promedio para algunas propiedades, en dichos casos se aclara.
- El coeficiente de transferencia de calor es constante a lo largo de todo el intercambiador de calor.
- La distribución total de ambos fluidos es uniforme en cada una de las placas.
- El flujo de masa caliente: En este caso el flujo másico de fluido geotérmico, una mezcla de agua con sólidos en suspensión y gases incondensables, para este análisis se considera agua solamente.
- El flujo de agua fría: Que será el flujo másico de agua, fluido de operación del ciclo PWG.
- Temperatura de entrada del fluido geotérmico: Dato proporcionado por las condiciones del pozo.
- Temperatura de entrada del fluido frio: Este valor se obtiene del cálculo hecho para el ciclo completo, resultado de balances de masa y energía.
- Temperatura de salida del fluido frio: Dato que podrá ser obtenido a partir de la temperatura de entrada del fluido geotérmico y el acercamiento antes propuesto.
- Presión de entrada tanto del fluido geotérmico como del fluido frio al intercambiador de placas.

3.2.2 Ecuaciones Básicas de Diseño Térmico[53]

A partir de este punto cabe aclarar que solo presentan una numeración consecutiva aquellas ecuaciones que se utilizaran para el desarrollo de cálculos de interes a lo largo de este capítulo, las demás solo se utilizan como apoyo.

Es necesario hacer cita a la ecuación de la primera ley de la termodinámica aplicada a un sistema abierto (en su forma integral):

$$\frac{dq}{dt} + \frac{dW}{dt} = \frac{\partial}{\partial t}\iiint \left[\left(i + \frac{1}{2}\mathrm{v}^2 + gz\right)\rho\, dV\right] + \iint \left[\left(i + \frac{1}{2}\mathrm{v}^2 + gz\right)\rho(\mathrm{v})dA\right]$$

[53] Fundaments of Heat Exchangers. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. Ed. Wiley. 1st Edition. 2003.

Donde:

dq/dt	Diferencial de calor por unidad de tiempo.
dW/dt	Diferencial de trabajo por unidad de tiempo.
i	Entalpia.
dV	Diferencial volumen.
dA	Energía área.
v	Velocidad.
g	Aceleración gravitacional.
z	Elevación, altura.
ρ	Densidad.

El primer término de izquierda a derecha es la variación de calor en el sistema, el segundo es la variación de trabajo que se ejerce desde o hacia el sistema, el tercero es la acumulación o pérdida de energía dentro del sistema (volumen de control), y el cuarto término se refiere a los efluentes de energía que entran y salen a través del sistema (sobre la superficie de control).

De acuerdo a las consideraciones hechas anteriormente y aplicadas al intercambiador de placas, la ecuación anterior se reduce a:

$$\frac{dq}{dt} = (\rho v A)(i)$$

O bien

$$dQ = \dot{m}\, di \quad \rightarrow \quad Ec.1$$

Donde:

dQ	Diferencial de flujo de calor.
$\dot{m}$	Flujo de masa por unidad de tiempo.
di	Diferencial de Entalpia.

Se tiene que $\dot{m} = \rho v A$. Y:

$$i = u + vP \quad \rightarrow \quad di = du + vdP + Pdv$$

Donde:

i	Entalpia.
di	Diferencial de Entalpia.
u	Energía interna.
v	Volumen especifico.
P	Presión.
du	Diferencial de energía interna.
dP	Diferencial de presión.
dv	Diferencial de volumen especifico.

Al considerarse una sustancia incompresible y a presión constante, sin haber cambio de fase Cp=Cv=C, el calor especifico del fluido (a presión y volumen constante) es prácticamente el mismo. Se tiene que[54]:

$$di = du = C_{prom}\, dT$$

De modo que, de la ecuación 1, se tiene:

$$Q = \dot{m}\, C_p dT = \dot{m} C_p (T_2 - T_1) \quad \rightarrow \quad Ec.2$$

Donde:

Q	Flujo de energía térmica.
$\dot{m}$	Flujo de masa por unidad de tiempo.
dT	Diferencial de temperatura.
C_p	Calor especifico del fluido.
T_2	Temperatura de fluido final.
T_1	Temperatura de fluido inicial.

Para el caso del intercambiador de calor, al tener dos fluidos, se deduce que:

$$Q = -\dot{m}_g\, C_{pg}(T_{2g} - T_{1g}) \quad \rightarrow \quad Ec.\ 2a$$

$$Q = \dot{m}_a\, C_{pa}(T_{2a} - T_{1a}) \quad \rightarrow \quad Ec.\ 2b$$

Donde:

Q	Flujo de energía térmica.
$\dot{m}_g$	Flujo de masa geotérmico por unidad de tiempo.
C_{pg}	Calor especifico del fluido geotérmico.
$\dot{m}_a$	Flujo de masa de agua del ciclo por unidad de tiempo.
C_{pa}	Calor especifico de agua del ciclo.
T_{2g}	Temperatura de fluido geotérmico final.
T_{1g}	Temperatura de fluido geotérmico inicial.
T_{2g}	Temperatura de fluido del ciclo final.
T_{1g}	Temperatura de fluido del ciclo inicial.

La transferencia de calor entre los dos fluidos, es resultado de los efectos de convección y conducción presentes durante el proceso, estos procesos se describen de acuerdo a la ecuación de Fourier de la conducción de calor y de la ecuación de Newton del enfriamiento, descrita como[55]:

$$Q_{conduccion} = \frac{kA\Delta T}{L} \quad \rightarrow \quad Ecuacion\ de\ Fourier$$

$$Q_{conveccion} = h\, A\, \Delta T \quad \rightarrow \quad Ecuacion\ \ de\ Newton$$

Donde k (coeficiente de conducción) es una propiedad asociada a la materia que corresponde a la capacidad de transferir de energía térmica. *h* (coeficiente de convección) es

[54] Termodinámica. Yunus A. Cengel, Michael Boles. Ed McGraw Hill. 7ma Edición. Pp.189.
[55] Heat Exchangers, selection, Rating an Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Liu. Second Edition. CRC Press

una propiedad adicional presente en los fluidos para transmitir energía térmica como resultado de la velocidad y régimen que adquiere el fluido, este régimen puede ser laminar o turbulento. A es el área efectiva de transferencia de calor. L es el espesor de materia solida por la cual se hace la transferencia de energía térmica.

Por lo tanto se deduce que $Q = Q(Q_{conduccion}, Q_{conveccion}, \dot{m}) = Q(k, h, A, L, \Delta T, \dot{m})$

Por comodidad, las variables h, k, L se agrupan en un solo término U, denominado coeficiente global de transferencia de calor. Cuando se conoce el área, el flujo de masa y las condiciones termodinámicas en la entrada y salida del intercambiador de calor se puede determinar el factor U. A partir de ahora se denominara factor U al coeficiente global de transferencia de calor.

De lo anterior se obtiene la siguiente expresión:

$$Q = UA(T_2 - T_1) \quad \rightarrow \quad Ec.3$$

En este caso el área también es desconocida, de modo que estas dos variables U y A son nuestras incógnitas, el diseño del intercambiador se basa en la iteración de estas dos variables. Proponiendo un área para obtener un factor U y después obtener una área recalculada a partir del factor U, así hasta que ambos valores, área y factor U converjan hacia un mismo valor, todo esto tomando como constante la transferencia de calor requerida.

La diferencia de temperaturas, puede ser determinada de acuerdo a los datos de entrada (temperaturas), aunque la determinación exacta de dicho valor tiene pequeños inconvenientes que serán abordados en la sección correspondiente.

El factor U, está en función de los coeficientes de convección tanto del fluido frio como del fluido caliente, del coeficiente de conducción de la placa de intercambio y de la resistencia térmica que opone la suciedad e incrustaciones al paso de energía térmica, por lo tanto el factor U (tomando en cuenta suciedad e incrustaciones) se define como[56]:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + R_{f1} + \frac{t}{k} + R_{f2} + \frac{1}{h_a}} \quad \rightarrow \quad Ec.4$$

Donde:

U	Coeficiente global de transferencia de calor CGTC.
h_g	Coeficiente de convección de fluido geotérmico.
h_a	Coeficiente de convección para fluido del ciclo.
R_{f1}	Resistencia a la transferencia de calor por ensuciamiento geotérmico.
R_{f2}	Resistencia a la transferencia de calor por ensuciamiento de fluido ciclo.
k	Conductividad térmica del material de la placa.
t	Espesor de la placa.

[56] Heat Exchangers, selection, Rating an Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Liu. Third Edition. CRC Press.

Los valores correspondientes a la corrosión y/o suciedad,(R_{f2}, R_{f1}), comúnmente vienen tabulados y son resultado de experimentación. La conductividad térmica (k) es una propiedad del material y depende de éste.

En la determinación de los coeficientes de convección h_g y h_a es donde se encuentra la mayor complejidad en la caracterización del intercambiador, ya que los parámetros geométricos del ICP afectan directamente a dichos coeficientes.

De acuerdo a la ecuación de Newton del enfriamiento, un fluido confinado dentro de un volumen de control tiene la capacidad de transmitir mayor o menor energía térmica hacia o desde los alrededores de acuerdo al tipo de régimen que presente el fluido, es decir, laminar o turbulento, además de las propiedades mismas del fluido.

Dentro de las ventajas de una placa Chevron se tiene la característica de tener una corrugación, lo que se refleja en un incremento en la transferencia de calor respecto a los sistemas convencionales de coraza y tubo, esto se debe principalmente al tipo de régimen presente en los fluidos, turbulento.

Se deduce entonces que los coeficientes de convección dependen ampliamente de las velocidades de nuestro fluido y un tanto en su viscosidad, en el caso de una placa Chevron también depende del ángulo en el que están dispuestas las corrugaciones y de las dimensiones del canal por donde pasa el fluido.

En la literatura se han determinado un conjunto de expresiones adimensionales que ayudan a comprender, entender y determinar de una manera un tanto eficiente el valor de los coeficientes de convección. Se citan las más importantes para este caso[57]:

Re: el número de Reynolds, relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, su expresión:

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad \rightarrow \quad Ec.5$$

Pr: será el número de Prandtl que va a relacionar la difusividad viscosa y la difusividad térmica.

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad \rightarrow \quad Ec.6$$

Nu: es el número de Nusselt, cuyo significado físico es el gradiente de temperatura adimensional en la superficie.

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad \rightarrow \quad Ec.7$$

Por el detalle de cálculos y complejidad, se procede a crear un apartado para la determinación de los coeficientes de convección.

[57] Fundaments of Heat Exchangers. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. Ed. Wiley. 1st Edition. 2003.

De las ecuaciones anteriores, se tiene:

Re	Numero de Reynolds.
ρ	Densidad del fluido.
v	Velocidad del fluido.
D_h	Diámetro hidráulico.
μ	Viscosidad dinámica del fluido.
Pr	Numero de Prandt.
Nu	Numero de Nusselt.
L_c	Longitud característica (Diámetro).

- *Determinación de Coeficiente Global de Transferencia de Calor*[29]

En primera instancia se han de definir ciertos parámetros de importancia para el análisis de dicho coeficiente.

La implementación de corrugaciones en la placa tiene como fin incrementar el área de transferencia de calor, para poder cuantificar dicha optimización se ha implementado una cantidad adimensional llamada factor de mejoramiento superficial, referenciado en este texto con la letra griega ϕ. Su expresión de acuerdo a la imagen es[58]:

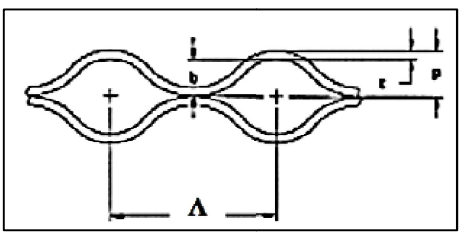


Figura 3. 1 Parámetros geométricos importantes en la construcción de una placa tipo Chevron

$$\phi = 1 + \frac{2}{\pi}(1 + \pi^2\alpha^2)^{\frac{1}{2}}E(\alpha) \approx \frac{1}{6}(1 + \sqrt[2]{1 + X^2} + 4\sqrt[2]{1 + X^2/_2} \quad \rightarrow \quad Ec.8$$

Y:

$$X = \frac{\pi b}{\Lambda} \quad \rightarrow \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

ϕ	Factor de mejoramiento superficial.
X	Relación de corrugación.
b	Alto de corrugación de la placa.
Λ	Longitud proyectada de arco de corrugación.

Por simplicidad se usara la igualdad aproximada, ya que la solución exacta implica un par de integraciones a lo largo de una curva elíptica para proyectarla en un plano

[58] Heat Exchangers, selection, Rating an Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Llu. Second Edition. CRC Press

posteriormente. Además la igualdad es la simplificación de dicha integral tomando tres puntos de una superficie elíptica, desarrollada por Marti en 1996[59].

Procediendo, el factor ϕ, relacionara el diámetro hidráulico de cada uno de los canales que se forman por un par de placas y el diámetro efectivo, este último se utilizara para la determinación de otras expresiones de interés. De la literatura se tiene que:

$$D_h = \frac{2b}{\phi}; \qquad D_e = 2b; \qquad Entonces \qquad D_e = \phi D_h \quad \rightarrow \quad Ec.10$$

Donde:

ϕ	Factor de mejoramiento superficial.
b	Alto de corrugación de la placa.
D_h	Diámetro hidráulico.
D_e	Diámetro efectivo.

Se define también un parámetro útil para la manipulación de cálculos, el flujo de masa por unidad de área libre, G; y su implementación en la Ec. 5:

$$G = \frac{\dot{m}}{bw}$$

Donde:

G	Flujo másico por unidad de área (Flujo Velocidad en textos literarios).
w	Ancho de la placa.
b	Alto de corrugación de la placa.

- *Coeficientes de Convección*

El número de Nusselt, Ec. 7, se determina de manera experimental comúnmente ya que no es posible generalizar todo un conjunto de condiciones de flujo en una sola ecuación. Cada caso maneja diferentes tipos de fluidos a diferentes condiciones termodinámicas y bajo regímenes de flujo diferentes. Se tiene entonces que para la determinación de un determinado número de Nusselt con placas corrugadas con cierto ángulo Chevron viene dada por la expresión[60]:

$$Nu = \frac{hD_e}{k} = 0.205\, Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6} \left(f\, Re^2 Sen(180 - 2\beta)\right)^{0.374} \quad \rightarrow \quad Ec.11$$

[59] Laminar flow in chevron-type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor.Carla S. Fernandes, Ricardo P. Dias

[60] Heat Exchangers, selection, Rating an Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Liu. Third Edition. CRC Press

Donde:

Pr	Numero de Prandt.
Nu	Numero de Nusselt.
D_e	Diámetro efectivo.
k	Coeficiente conductivo de la placa.
h	Coeficiente convectivo.
μ_m	Viscosidad dinámica en flujo libre.
μ_w	Viscosidad dinámica en pared.
β	Angulo Chevron.
f	Factor de fricción.

Se puede observar que la ecuación considera el ángulo Chevron, así como una variación en las propiedades a lo largo del proceso, las viscosidades, pero también se cita al factor de fricción.

La determinación de la caída de presión del fluido a lo largo del intercambiador, se trata en el siguiente subtema, debido a que la ecuación 11 requiere la determinación del factor de fricción, se ha de definir a continuación como[32]:

$$f = \frac{1}{f_\psi^2} \quad \rightarrow \quad Ec.12$$

$$f_\psi = \frac{Cos(90-\beta)}{\left(0.045\,tan(90-\beta) + 0.09Sen(90-\beta) + \frac{f_0}{cos(90-\beta)}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1-Cos(90-\beta)}{\sqrt[2]{3.8\,f_1}} \quad \rightarrow \quad Ec.12a$$

Dónde:

$$Ec.12b \quad \rightarrow \quad f_0 = \begin{cases} \frac{16}{Re} & Para\ Re < 2000 \\ (1.56\ln(Re) - 3.0)^{-2} & Para\ Re \geq 2000 \end{cases}$$

$$Ec.12c \quad \rightarrow \quad f_1 = \begin{cases} \frac{149}{Re} + 0.9625 & Para\ Re < 2000 \\ \frac{9.75}{Re^{0.289}} & Para\ Re \geq 2000 \end{cases}$$

Donde:

β	Angulo Chevron.
f	Factor de fricción.
f_ψ	Inverso cuadrado de factor de fricción.
f_0	Factor auxiliar 0.
f_1	Factor auxiliar 1.
Re	Numero de Reynolds.

Ambas relaciones, el Número de Nusselt y el factor de fricción, son ecuaciones resultado de un conjunto de experimentos realizados por Wang y Sunden en 2003[61]. La precisión de estas expresiones es de un ± 20 %. Y tienen un rango de aplicación válido para un ángulo entre 10°-80°. La razón por la cual se utilizó esta correlación se detalla en el apéndice B denominado: comparación de Correlaciones para intercambiadores de calor de placas, allí se analizan las cinco expresiones principales encontradas en la literatura.

De acuerdo a la ecuación 11 y una vez obtenido el número de nusselt, se puede determinar el coeficiente de convección mediante un despeje, donde:

$$h = \frac{k\,Nu}{D_h}$$

El procedimiento es el mismo para ambos fluidos.

- *Coeficiente de Conductividad Térmica*

Dicho coeficiente depende del material a utilizar, para la selección del mismo se ha de considerar el tipo de trabajo al que estará sometido el material así como el ambiente en el que estará expuesto, hasta el momento solo se hace referencia al acero 316L y su conductividad térmica: 17.3 [W/mK] para fines de cálculos. La puntualización clara del porque ha sido seleccionado este material, se da unos temas adelante.

- *Determinación del Incremento de Temperaturas*

La variación de temperaturas a lo largo de un intercambiador en general se refleja con un incremento o decremento según el sentido del flujo y la acción de este sobre el otro, enfriamiento o calentamiento.

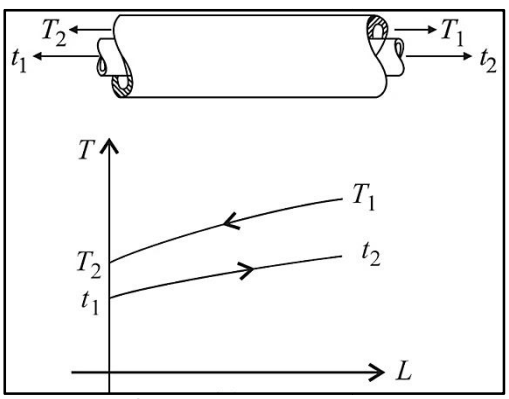


Figura 3. 2 Distribución de temperaturas en cada de uno de los fluidos para un intercambiador de calor a contracorriente[62].

Uno de los principios de operación de un intercambiador de placas es el de operar bajo flujos a contracorriente sin que ocurra una mezcla entre los fluidos que intercambian energía térmica. El diagrama en específico de un proceso de intercambio de calor con flujos a contracorriente se muestra en la figura 3.2.

[61] Wang L., Sunden B., Optimal Design of plate heat exchangers whit and without pressure drop specifications. 2003. PP 23-295.
[62] Fundaments of Heat Exchangers. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. Ed. Wiley. 1st Edition. 2003.

Como se puede observar, el proceso para ambos fluidos no es lineal y por lo tanto la transferencia de calor de un fluido a otro no es constante a lo largo del proceso, esto se puede visualizar mediante la variación del ΔT tanto en la entrada como en la salida.

De acuerdo a la ecuación 3, tomada de manera diferencial, donde se considera una variación de calor en función de una variación de área[10]:

$$dQ = U(T_2 - T_1)dA \quad \rightarrow \quad Ec.\ 13$$

De acuerdo a las ecuaciones 2a y 2b, usando la nomenclatura siguiente (tasa de transferencia de calor):

$$\dot{m}C_p = C$$

$$Q = -C_g(T_{2g} - T_{1g}) \quad \rightarrow \quad Ec.\ 2a$$

$$Q = \pm C_a(T_{2a} - T_{1a}) \quad \rightarrow \quad Ec.\ 2b$$

Reacomodando en forma diferencial, tomando en cuenta la variación de temperatura a lo largo del proceso:

$$dQ = -C_g(dT_g) = \pm C_a(dT_a)$$

De la ecuación anterior, aplicada para flujo a contracorriente, tenemos que

$$dT_g = -\frac{dQ}{C_g}\ ; \qquad dT_a = \frac{dQ}{C_a}\ ; \qquad dT_g - dT_a = -\frac{dQ}{C_g} + \frac{dQ}{C_a}$$

Por linealidad y superposición, se tiene que:

$$d(T_g - T_a) = dQ\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_g}\right) \quad \rightarrow \quad Ec.14$$

De acuerdo a la ecuación 14 y 13, tenemos que:

$$\frac{d(T_g - T_a)}{T_g - T_a} = U\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_g}\right)dA \quad \rightarrow \quad Ec.15$$

Resolviendo la integral entre los puntos de entrada y salida del fluido, tenemos que:

$$\ln\left(\frac{T_{g2} - T_{a1}}{T_{1g} - T_{a2}}\right) = UA\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_g}\right)$$

De acuerdo a la ecuación 2a, 2b y la anterior, al despejar Q, se tiene que:

$$Q = UA\frac{(T_{1g} - T_{a2}) - (T_{g2} - T_{a1})}{\ln\left(\frac{T_{g1} - T_{a2}}{T_{g2} - T_{a1}}\right)}$$

Mejor expresado:

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad \rightarrow \quad Ec.16$$

De cuya ecuación:

Q	Flujo de energía térmica por unidad de tiempo.
U	Coeficiente global de transferencia de calor CGTC.
A	Área de transferencia de calor.
ΔT_{lm}	Diferencia de temperaturas media logarítmica LMTD.

Donde[63]:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{1g} - T_{a2}) - (T_{g2} - T_{a1})}{\ln\left(\frac{T_{g1} - T_{a2}}{T_{g2} - T_{a1}}\right)} \quad \rightarrow \quad Ec.16a$$

La ecuación anterior se denomina diferencia de temperaturas media logarítmica por sus siglas en inglés (LMDT), en ella se expresa la variación de la transferencia de calor logarítmica para las temperaturas. Esta ecuación facilita el análisis de transferencia de calor de un fluido a otro, ya que, como se observó anteriormente el ΔT no es constante a lo largo del intercambiador.

Ahora, vale la pena abordar un caso especial, ya que en los requerimientos del intercambiador de calor idealmente se opera con los mismos fluidos tanto a calentar como a enfriar, de manera que se tiene la condicionante donde:

$$C_g = C_a \quad ; \quad Es\ decir \quad \rightarrow \quad (T_{g1} - T_{a2}) = (T_{g2} - T_{a1})$$

Dando lugar a una indeterminación en la ecuación LMDT, para evitar dicho problema se tiene que:

$$Q = UA(T_{g1} - T_{a2}) \quad \rightarrow \quad Ec.17$$

Es decir, se tomara en cuenta la diferencia de temperaturas algebraica, ya sea en la entrada o salida.

De acuerdo con los puntos anteriores, estamos en condiciones de determinar un coeficiente global de transferencia de calor, y una diferencia de temperaturas. De cálculos anteriores la tasa de transferencia de calor ya es conocida. Como el área se propone indirectamente en las dimensiones geométricas de la placa lo único que queda es iterar esta

[63] Heat Exchangers, selection, Rating an Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Llu. Second Edition. CRC Press

área propuesta con aquella que se ha de obtener después de realizar los cálculos con todas las ecuaciones anteriores hasta lograr la convergencia de ambas áreas.

Estos resultados nos arrojaran un número determinado de placas y de pasos (número de canales por los cuales pasara alguno de los fluidos) según el área de convergencia, por lo tanto se tendrá que hacer la iteración de todos estos cálculos n-veces y para cada uno de los diferentes ángulos que nos permita la ecuación 11. De aquí se pasara al siguiente punto.

3.2.3 Ecuaciones Básicas de Diseño Hidráulico[33]

Para los intercambiadores de calor, el diseño hidráulico se basa principalmente en la predicción de la caída de presión durante el proceso. La razón es simple, comúnmente cualquier proceso industrial está definido bajo ciertas consideraciones tanto administrativas como técnicas las cuales se ven condicionadas por el factor económico, cualquier adición de costos es indeseable.

Una precisa predicción de la caída de presión debida al flujo interno es de primordial importancia para el diseño y optimización de sistemas de refrigeración, condensación, bombeo, aire acondicionado, etc.

En un intercambiador de calor de placas tipo Chevron la variable presión tiene una gran importancia, debido a la forma de las placas se suele tener una gran pérdida de presión a lo largo del intercambiador, lo que se hace comúnmente es limitar esta caída de presión, algunas veces variando el ángulo de la placa, incrementando el número de estas o efectuando ambas acciones.

La caída de presión de un fluido, se debe a la variación de energía cinética y potencial del mismo, así también interviene la fricción entre el fluido las paredes del canal que lo conduce; adicionalmente en una mezcla de fluidos en dos fases hay una caída de presión debido a la fricción misma entre las fases (gas-liquido, gas-solido, solido-líquido).

Dicha caída de presión del fluido puede ser expresada mediante una ecuación de la siguiente manera[9]:

$$\left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right) = \left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{ta} + \left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{sa} + \left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{g} + \left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{fr} \quad \rightarrow \quad Ec.18$$

Dónde:

$\left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)$ → Gradiente de presion por unidad de longitud a lo largo de un eje.

$\left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{ta} = \frac{\partial G}{\partial t}$ → Aceleracion temporal de la mezcla.

$\left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{sa} = \frac{1}{A}\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{AG^2}{\rho}\right) \rightarrow$ Aceleracion espacial de la mezcla.

$\left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{g} = \rho g \sin(\theta) \rightarrow$ Gradiente de presion hidrostatica.

$\left(-\frac{\partial P}{\partial z}\right)_{fr} = \frac{\tau_w}{A} P_f \rightarrow$ Gradiente de presion friccional.

Y los subíndices:

ta → Aceleración temporal.
sa → Aceleracion espacial.
g → Gravitacional.
fr → Friccional.

Los términos relacionados con los cambios en aceleración tienen una mayor importancia cuando hay cambio de fase durante el análisis, o una significante variación en la densidad del fluido.

En primera instancia se analizara la caída de presión debida a la fricción; por la complejidad que presentan las ecuaciones diferenciales y en especial la obtención del perfil de velocidades, se usaran correlaciones presentes en artículos desarrollados por investigadores.

Las caídas de presión debidas a cambios en momentum (aceleración temporal y espacial) se podrían considerar en una sola correlación, pero para que estas tengan un valor importante tiene que haber cambio de fase(o gran variación en la densidad de los fluidos de operación), misma que no se presentara durante el proceso, por tal motivo estos términos se consideran igual a cero.

El método presentado se considera para flujos verticales, por tal motivo se presenta la existencia de un ángulo que pueda definir una gradiente por presión hidrostática, de modo que el ángulo tiene un valor de 90º para el tercer término.

Descrito lo anterior; las únicas pérdidas de presión serán debidas a la fricción en las conexiones de entrada y salida del intercambiador, por la fricción a través del paso del fluido entre cada par de placas y por la columna de fluido hidrostática que ya sea contribuya a la caída de presión o la mitigue, según el caso de que el flujo tenga una dirección vertical positiva o negativa correspondientemente.

- *Determinación de la Caída de Presión en un Intercambiador de Placas Tipo Chevron*

La caída de presión para un intercambiador de placas puede ser determinada de acuerdo a la siguiente expresión[64]:

$$\Delta P = \frac{1.4 G_p^2 N_p}{2\rho_i} + \frac{4 f L G^2}{2 D_e}\left(\frac{N_p}{\rho}\right)_m + \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right)\frac{G^2}{g} \pm \frac{\rho_m g L}{g} \qquad \rightarrow \quad Ec.19$$

ΔP	Caída de presión.
N_p	Número de placas.
G_p	Flujo másico por unidad de área en entradas.
G	Flujo másico por unidad de área entre cada par de placas.
ρ_i	Densidad e entrada de fluido en cuestión.
ρ_o	Densidad de salida del fluido en cuestión.
ρ_m	Densidad media.
g	Aceleración gravitacional.
L_h	Longitud de la placa (efectiva).
D_e	Diámetro efectivo.

El primer término cuantifica la caída de presión (accesorios y tubería) tanto en los puertos de salida como de entrada del fluido, el segundo cuantifica las pérdidas por fricción en el conjunto de placas, el tercero cuantifica las perdidas por momentum (en el caso particular del ciclo PWG en el intercambiador no hay variación de densidad y este término se hace cero), el cuarto termino define las caídas o ganancias de presión por la columna hidrostática (signo positivo o negativo correspondientemente).

Se debe notar que para definir el coeficiente de fricción (*f*) se hace referencia a las ecuaciones 12, 12a, 12b y 12c tratadas en la parte correspondiente la parte térmica.

3.2.4 Eficacia del intercambiador de Calor

Todo dispositivo que se encargue de transferir o transformar un tipo de energía en otra debe contar con un parámetro que especifique la cantidad de energía que se está transfiriendo de manera global o neta. Este concepto tiene su origen en la segunda ley de la termodinámica que en palabras sencillas especifica que en un sistema no toda la energía puede ser aprovechable, en nuestro caso la térmica, debido al contacto que el sistema tiene con los alrededores hay una transferencia hacia estos y dicha energía se puede considerar como perdida.

La eficiencia puede definirse como la relación de energía aprovechable por el sistema entre la energía total disponible. Para el intercambiador de placas del ciclo PWG, las condiciones de temperatura requeridas en la entrada y salida ya han sido especificadas, de modo que su obtención se dará a partir de la siguiente expresión:

[64] Fundaments of Heat Exchangers. Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. Ed. Wiley. 1st Edition. 2003.

$$\eta = \frac{Q_a}{Q_g} = \frac{\dot{m}_a(i_{a2} - i_{a1})}{\dot{m}_g(i_{g1} - i_{g2})} \quad \rightarrow \quad Ec.20$$

Las variables:

η	Eficacia del intercambiador.
Q_a	Flujo de calor del agua de ciclo.
Q_g	Flujo de calor del fluido geotérmico.
i_{a2}	Entalpia del fluido del ciclo a la salida.
i_{a1}	Entalpia del fluido del ciclo a la entrada.
i_{g2}	Entalpia del fluido geotérmico a la salida.
i_{g1}	Entalpia del fluido geotérmico a la entrada.

3.3 Materiales (selección y especificaciones técnicas)

El intercambiador de calor que se ha de diseñar está en contacto continuo con fluido geotérmico, fluido que tendrá altos índices de ácido sulfúrico, sílices, salmuera, etc. Por dichos motivos, nuestro material seleccionado tendrá que ofrecer una gran resistencia a la corrosión, erosión y expansiones térmicas; los esfuerzos a los que estará solicitado el material tienen relevancia aunque no tan importante como la erosión.

El acero seleccionado para este intercambiador será en una primera instancia, AISI 316L. Su selección se justifica por las propiedades mecánicas y su alta resistencia al estar expuesto a medios corrosivos, en adición, este es uno de los materiales más utilizados por fabricantes. Al final podrá ser considerado el uso de otros materiales en caso de ser necesario.

Clase Acero inoxidable 316L: Austenítico estándar. Acero al cromo-níquel[65]. Nominaciones de acuerdo a cada país:

Tabla 3. 1 Composición Química Acero 316L63

Elemento	Porcentaje
Hierro	66-68
Carbono	0.03
Manganeso	2.00
Silicio	1.00
Cromo	16-18
Níquel	10-14
Potasio	0.04
Azufre	0.03
Molibdeno	2.0-3.0

[65] http://extatico.es/blog_ext/?p=66

Propiedades Físicas	
Densidad	7 700-8 300 [kg/m³]
Módulo de elasticidad	190-210 [GPa]
Resistencia a tracción	490 [MPa]
Elongación	3.5 [%]
Dureza máxima	95 [HRB]
Propiedades Térmicas	
Coeficiente de Expansión Térmica @20-100°C	16-18 [K^{-1}]
Conductividad Térmica 23°C	17.3 [W/mK]

3.4 Caracterización técnico-teórica de la placa Chevron (Ejemplo)

Esta sección está enfocada a dar un ejemplo de cálculos para lograr la caracterización de una placa Chevron, con base en un conjunto de valores de entrada. Estos valores de entrada se justifican en el Apéndice A, y en específico son valores de operación ya analizados y propuestos anteriormente[66].

Se ha de seguir la metodología antes descrita para el desarrollo del ejemplo, los cálculos térmicos e hidráulicos.

3.4.1 Requerimientos y propiedades cuantitativas de operación

- *Requerimientos:*

  - Un acercamiento (pinch) de 3 [ºC]: Es decir, el fluido frio tendrá que salir con una temperatura 3 [ºC] por abajo de la temperatura a la que entra el fluido al intercambiador.
  - Una caída de presión permisible de 2.5 [bar], tanto para el fluido geotérmico como para el fluido del ciclo.

- *Datos de entrada:*

Todos estos definidos después de proponer una generación eléctrica en flecha de 100 [kW] en el ciclo PWG, se decide citar este caso ya que usualmente es así como se selecciona un equipo, de acuerdo a los requerimientos, de potencia en este caso.

Los estados que se han definido, son datos resultantes de una hoja de cálculo que se encarga de definir parámetros generales del ciclo PWG, proponiéndose a propósito un acercamiento de 3 [ºC], una caída de presión de 3 [bar] y una generación neta de 100 $[kW]_e$. Los detalles concernientes a cálculos para el ciclo, se presentan en el Apéndice A.

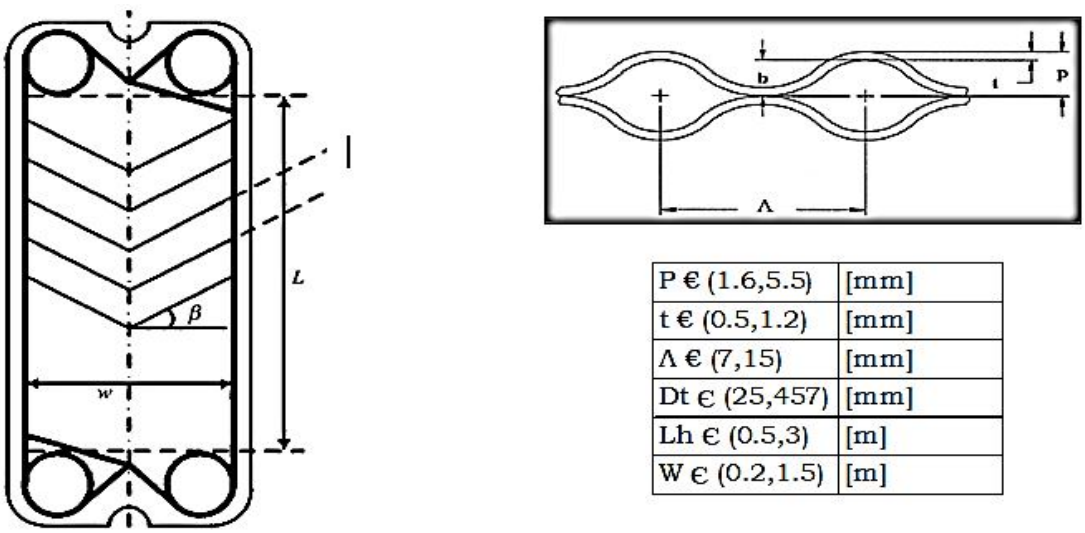
[66] García James, Oziel. "Los recursos geotérmicos de baja entalpia una opción en la generación eléctrica y desalación de agua de mar". Tesis. 2008

Tabla 3. 2 Datos de Entrada (Termodinámicos)			
Flujo másico geotérmico	m_g	6.95	[kg/s]
Flujo másico de agua	m_a	6.64	[kg/s]
Temp de entr de fluido geotérmico	T_{eg}	140.05	[°C]
Temp de entrada de agua	T_{ea}	103.71	[°C]
Temp salida de fluido geotérmico	T_{sg}	106.71	[°C]
Temp salida de agua	T_{sa}	137.00	[ºC]
Presión de entrada geotérmico	P_{eg}	0.66	[MPa]
Presión de entrada de agua	P_{ew}	0.63	[MPa]
Fluido caliente	Agua		
Fluido frio	Agua		
Unidades	C		

- *Geometría de la placa:*

Para un cálculo inicial, se consideran las siguientes propiedades geométricas como constantes: espesor de placa, alto de corrugación de la placa, la longitud de arco proyectada, la longitud y el ancho proyectado de la placa, así como el diámetro de los puertos de entrada y salida al intercambiador.

Posteriormente se tendrá que buscar las dimensiones geométricas que satisfagan de manera óptima los requerimientos antes citados, al final se hace el análisis de estas dimensiones. A continuación siguen los datos propuestos para la dimensión de una placa tipo Chevron, esto en base a las dimensiones mostradas en la figura 3.3:



P € (1.6,5.5)	[mm]
t € (0.5,1.2)	[mm]
Λ € (7,15)	[mm]
Dt € (25,457)	[mm]
Lh € (0.5,3)	[m]
W € (0.2,1.5)	[m]

Figura 3. 3 Rangos dimensionales de cada uno de los parámetros para una placa tipo Chevron

Tabla 3. 3 Datos dimensionales de la placa				
Altura total de corrugado	p	0.0024	[m]	
Espesor de la placa	t	0.0009	[m]	
Longitud de arco proyectada	Λ	0.0080	[m]	
Diámetro de tubos de entrada	D_t	0.2030	[m]	*8 in*
Longitud de la placa	L_h	1.2700	[m]	*50 in*
Ancho efectivo de la placa	W	0.7620	[m]	*30 in*
Numero efectivo de canales		95		

El número efectivo de canales (NEC) entre dos placas es la razón de la dimensión del ancho de la placa entre la longitud de arco proyectada:

$$NEC = \frac{W}{\Lambda} = \frac{0.762\ [m]}{0.008\ [m]} = 95\ [canales\ por\ ancho]$$

Resistencia térmica debida a la Suciedad[67]

Se han tomado valores estándar ya tabulados[1], resultados de experimentación, para este caso se utilizaran los siguientes[38]:

Suciedad debida a fluido geotérmico (agua con lodos, R_{f1}): 0.000086 [m²K / W]

Suciedad debida al fluido de ciclo (destilada, R_{f2}): 0.000011 [m²K / W]

- *Propiedades termodinámicas importantes de los fluidos*

Posteriormente se definen las propiedades más importantes que se usaran en cada una de las ecuaciones de la sección anterior, se considera agua para ambos fluidos:

Tabla 3. 4 Propiedades termodinámicas de los fluidos				
	Fluido Geotérmico		Agua PWG	
Presiones de entrada	0.662	[MPa]	0.632	[MPa]
Temp promedio	122	[°C]	123	[°C]
Densidad	942	[kg / m³]	941	[kg / m³]
Calor especifico	4.246	[kJ / kg K]	4.248	[kJ / kg K]
Conductividad térmica	0.684	[W / mK]	0.684	[W / mK]
Coef de viscosidad	2.28E-04	[Ns / m²]	2.25E-04	[Ns / m²]
Núm. de Prand	1.418		1.400	
Coef visc en superficial	1.97E-04	[Ns / m²]	2.71E-04	[Ns / m²]
Prand en superficie	1.231		1.682	

[67] Heat Exchangers, selection, Rating an Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Llu. Second Edition. CRC Press.

La determinación de estas propiedades se ha hecho con ayuda de la macro REFPROP y una hoja de cálculo en Excel.

- *Cálculos preliminares*

Referidos a aquellos que auxiliaran en cálculos posteriores: Número de Nusselt, Prandt, Reynolds, etc.

En seguida se define el factor de mejoramiento así como el diámetro hidráulico y efectivo de cada canal. En primer lugar se determinara el factor X, según la ecuación 9:

Donde

$$b = P - t = (0.002 - 0.0009)[m] = 0.00105\ [m]$$

$$X = \frac{\pi b}{\Lambda} = \frac{(0.00105\ [\mathrm{m}])\pi}{0.08\ [m]} = 0.593$$

De acuerdo a la ecuación 8:

$$\phi = 1 + \frac{2}{\pi}(1 + \pi^2\alpha^2)^{\frac{1}{2}} E(\alpha) \approx \frac{1}{6}(1 + \sqrt[2]{1 + X^2} + 4\sqrt[2]{1 + {X^2}/{2}}$$

$$\phi \approx \frac{1}{6}(1 + \sqrt[2]{1 + 0.594^2} + 4\sqrt[2]{1 + {0.594^2}/{2}} = 1.083$$

El diámetro efectivo e hidráulico, se definirá como:

$$D_e = 2b = 2(0.001[m]) = 0.0030[m]$$

$$D_h = \frac{2b}{\phi} = \frac{2(0.001\ [m])}{1.063} = 0.00258\ [m]$$

El área libre entre dos placas por donde pasara el flujo:

$$A_0 = b\,W = (0.001\ [m])(0.762\ [m]) = 0.0012\ [m^2]$$

Tabla 3. 5 Parámetros Adimensionales Importantes

Alto efectivo del canal	b	0.00105	
Factor X	X	0.59300	
Tasa de mejoramiento de área superficial	Φ	1.08333	
Diámetro hidráulico	D_h	0.0028	[m]
Diámetro efectivo	D_e	0.0030	[m]
Área libre del flujo por placa	A_o	0.0012	[m²]

3.4.2 Cálculos

A continuación se hace un ejemplo de cálculo tomando en cuenta las ecuaciones desarrolladas en el subtema 3.2. El propósito es llevar de la mano al lector a través de la resolución del problema planteado en esta tesis.

- *Coeficiente global de transferencia de calor*

Para ello se usara la ecuación 4 correspondiente al dicho coeficiente. Hay un punto importante que aquí debe ser tratado, se definirá un número de placas "x" (es decir, un área) y con este valor inicial se ha de dar inicio a los cálculos. Este valor ha de ser considerado ya que es primordial para determinar la fracción de masa que ha de viajar entre cada par de placas, también servirá para poder hacer iteraciones y encontrar un área como resultado de convergencia entre datos. La determinación de los coeficientes de convección se desarrolla a continuación.

- *Coeficiente de convección*

Se considera un arreglo en U, con todos los canales con fluido frio rodeados por canales con fluido caliente, como se esquematiza en la figura 3.4.

n → Número de placas

$\frac{n-2}{2}$ → Número de pasos fríos

$\frac{n}{2}$ → Número de pasos calientes

La razón principal por la cual se selecciona este direccionamiento de flujos es debido la variación te temperaturas que sufrirán ambos fluidos: el agua fría se calentará y por ende se reducirá un poco su densidad a medida que avance por la placa de modo que esto ayudará a hacer una circulación a favor del fluido frio; el fluido caliente por otro lado se irá enfriando, es decir, ha de incrementar su densidad y por lo tanto tenderá a circular hacia la parte inferior del par de placas ayudando a la circulación del fluido geotérmico para su salida.

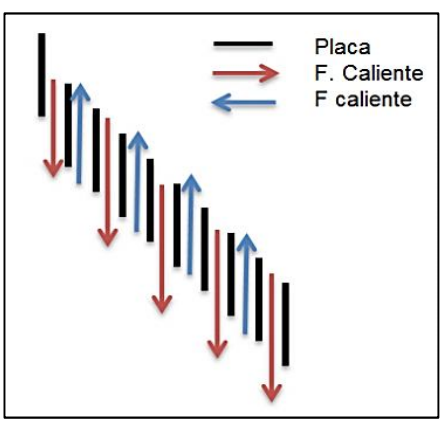


Figura 3. 4 Disposición de fluidos entre cada par de placas (Por el autor)

Se iniciará con 80 placas y un ángulo Chevron de 30º, las razones se detallan en el subtema 3.6,

posteriormente se usará la ecuación 11 y como requisito se ha de encontrar el número de Reynolds y la tasa de masa por unidad de área (de acuerdo al área propuesta inicialmente), primero para el fluido geotérmico y después para el flujo de líquido que usara el ciclo PWG:

- Para fluido geotérmico:

Se inicia con el cálculo del flujo de masa por unidad de área entre cada par de placas tomando en cuenta el número de estas antes propuestas.

$$G_g = \frac{\dot{m}_g * 2}{A_0 * \left(\frac{N}{2}\right)} = \frac{\left(6.95\left[\frac{kg}{s}\right]\right)(2)}{(0.0012\,[m^2])(40)} = 151\left[\frac{kg}{s\,m^2}\right]$$

$$Re = \frac{G_g D_e}{\mu} = \frac{\left(174.1\left[\frac{kg}{s\,m^2}\right]\right)(0.0026\,[m])}{2.28x10^{-4}\left[\frac{Ns}{m^2}\right]} = 1844$$

Si recordamos la ecuación 11, nos solicita un coeficiente de fricción, de modo que al utilizar las ecuaciones 12, 12a, 12b y 12c; en las dos últimas hay que tener precaución ya que están restringidas por el número de Reynolds. En este caso es menor a 2000, de modo que:

$$f_0 = \frac{16}{Re} = 0.0087$$

$$f_1 = \frac{149}{Re} + 0.9625 = 1.0433$$

$$f_\psi = \frac{Cos(90-30)}{\left(0.045\,tan(90-30) + 0.09Sen(90-30) + \frac{0.0085}{cos(90-30)}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1-Cos(90-30)}{\sqrt[2]{3.8\,(1.041)}} = 3.14$$

$$f = \frac{1}{(3.142)^2} = 0.102$$

Tenemos el factor de fricción, y podemos proceder a determinar el número de Nusselt definido por la ecuación 11:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 0.205\,Pr^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6}\left(f\,Re^2 Sen(180-2\beta)\right)^{.374}$$

$$Nu = 0.205\,(1.418)^{1/3}\left(\frac{2.28x10^{-4}\left[\frac{Ns}{m^2}\right]}{1.97x10^{-4}\left[\frac{Ns}{m^2}\right]}\right)^{1/6}\left(0.102 * (1878)^2 Sen(180-2(30))\right)^{.374} = 26.4$$

El número de Nusselt se definió previamente, al despejar el coeficiente de convección tenemos:

$$h_g = \frac{k\,Nu}{D_e} = \frac{\left(0.684\left[\frac{W}{mK}\right]\right)(26.7)}{0.0026\,[m]} = \mathbf{5970}\left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

- Para el fluido del ciclo:

Se inicia con el cálculo del flujo de masa por unidad de área entre cada par de placas tomando en cuenta el número de estas antes propuestas.

$$G = \frac{\dot{m}_g * 2}{A_0 * \left(\frac{N-2}{2}\right)} = \frac{\left(6.64\left[\frac{kg}{s}\right]\right)(2)}{(0.0034\,[m^2])(39)} = 148\left[\frac{kg}{s\,m^2}\right]$$

$$Re = \frac{GD_e}{\mu} = \frac{\left(171\left[\frac{kg}{s\,m^2}\right]\right)(0.0026\,[m])}{2.25x10^{-4}\left[\frac{Ns}{m^2}\right]} = 1831$$

Si recordamos la ecuación 11, nos solicita un coeficiente de fricción, de modo que al utilizar las ecuaciones 12, 12a, 12b y 12c; en las dos últimas hay que tener precaución ya que están restringidas por el número de Reynolds. En este caso es mayor a 2000, de modo que:

$$f_0 = \frac{16}{Re} = 0.00873$$

$$f_1 = \frac{149}{Re} + 0.9625 = 1.0438$$

$$f_\psi = \frac{Cos(90-30)}{\left(0.045\,tan(90-30) + 0.09Sen(90-30) + \frac{0.0073}{cos(90-30)}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1 - Cos(90-30)}{\sqrt[2]{3.8\,(0.6428)}} = 3.14$$

$$f = \frac{1}{(3.14)^2} = 0.102$$

Tenemos el factor de fricción, y podemos proceder a determinar el número de Nusselt definido por la siguiente ecuación 11:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 0.205\,Pr^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6}\left(f\,Re^2 Sen(2\beta)\right)^{.374}$$

$$Nu = 0.205\ (1.4)^{1/3}\left(\frac{2.42x10^{-4}\left[\frac{Ns}{m^2}\right]}{3.16x10^{-4}\left[\frac{Ns}{m^2}\right]}\right)^{1/6}\ \left(0.1 * (171)^2 Sen(2(30))\right)^{.374} = 26.2$$

El número de Nusselt se definió previamente, al despejar el coeficiente de convección tenemos:

$$h_a = \frac{k\ Nu}{D_h} = \frac{\left(0.683\left[\frac{W}{mK}\right]\right)(26.6)}{0.0026\ [m]} = \mathbf{5942}\left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

- *Resistividad térmica del material*

Dentro de la ecuación 4, este término se define como: L / k, que para nuestro caso *L=t*. Según nuestro material k=16.2 [W / mK], este valor será entonces:

$$\frac{t}{k} = \frac{0.00089\ [m]}{16.2\left[\frac{W}{mK}\right]} = 5.23x10^{-5}\left[\frac{m^2\ K}{W}\right]$$

Las resistividades térmicas por suciedad, se definieron anteriormente como:

Suciedad debida a fluido geotérmico (agua con lodos, R_{f1}): 0.000084 [m²K / W]

Suciedad debida al fluido de ciclo (destilada, R_{f2}): 0.000011 [m²K / W]

Ahora con ayuda de la ecuación 4, se podrá definir un valor para el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + R_{f1} + \frac{L}{k} + R_{f2} + \frac{1}{h_a}}$$

Sustituyendo los valores previamente calculados, se tiene:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{5970\left[\frac{W}{m^2K}\right]} + 0.000011\left[\frac{m^2\ K}{W}\right] + 5.23x10^{-5}\left[\frac{m^2\ K}{W}\right] + 0.00084\left[\frac{m^2\ K}{W}\right] + \frac{1}{5942\left[\frac{W}{m^2K}\right]}}$$

$$U = \mathbf{2061}\left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

Por otro lado el coeficiente global de transferencia de calor limpio se define como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_a}} = \frac{1}{\frac{1}{5970\left[\frac{W}{m^2K}\right]} + 5.23x10^{-5}\left[\frac{m^2K}{W}\right] + \frac{1}{5942\left[\frac{W}{m^2K}\right]}} = 2576\left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

Se ha determinado este coeficiente para obtener el factor de limpieza CF

$$CF = \frac{U}{U_c} = \frac{2061\left[\frac{W}{m^2K}\right]}{2576\left[\frac{W}{m^2K}\right]} = 0.80$$

- *Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD)*

En primera instancia se tendrán que definir los valores correspondientes a la tasa de flujo de transferencia de calor, Cg y Ca:

$$C_g = (\dot{m}C_p)_g = \left(6.95\left[\frac{kg}{s}\right]\right)\left(4.246\left[\frac{kJ}{kgK}\right]\right) = 29.5\left[\frac{kW}{K}\right]$$

$$C_a = (\dot{m}C_p)_a = \left(6.64\left[\frac{kg}{s}\right]\right)\left(4.248\left[\frac{kJ}{kgK}\right]\right) = 28.3\left[\frac{kW}{K}\right]$$

Como los valores anteriores son iguales, el valor LMTD se indeterminara, por lo tanto esta diferencia de temperaturas será igual a la diferencia de temperaturas algebraica, de modo que:

$$(\Delta T)_e = (140 - 136.8)[^oC] = 3.02\,[^oC]$$

$$(\Delta T)_s = (106.8 - 103.5)[^oC] = 3\,[^oC]$$

La transferencia de calor del fluido caliente al frio, se determina mediante la ecuación 2, donde:

$$Q = \dot{m}_g(i_2 - i_1) = \left(6.95\left[\frac{kg}{s}\right]\right)(589.6 - 447.7)\left[\frac{kJ}{kg}\right] = 986.3[kW]$$

Hasta este punto se ha llegado a la determinación de un coeficiente de transferencia de calor, de una diferencia de temperaturas y de la transferencia de calor neta del fluido caliente al frio.

De acuerdo a la ecuación 16, despejando el área total de transferencia de calor:

$$A_T = \frac{Q}{U\,\Delta T_{lm}}$$

$$A_T = \frac{(986.27)(1000)\left[\frac{Nm}{s}\right]}{\left(2061\ \left[\frac{Nm}{s\ m^2K}\right]\right)(3.02\ [K])} = \mathbf{158.3}\ [\boldsymbol{m^2}]$$

Esta es el área total necesaria para la transferencia de calor, las dimensiones que se propusieron al principio para cada una de las placas corresponden a unas dimensiones proyectadas, por lo tanto el área total tendrá que ser proyectada; esto se logra con el factor de mejoramiento superficial previamente definido, cuyo valor es φ=1.048

Entonces

$$A_p = \frac{A_T}{\varphi} = \frac{158.3\ [m^2]}{1.083} = \ 146.09[m^2]$$

El área proyectada de cada una de las placas es de:

$$A_{pp} = W\ L_e = (1.27\ [m])(0.762\ [m]) = 0.968\ \left[\frac{m^2}{placa}\right]$$

De modo que el número de placas es:

$$N_p = \frac{A_p}{A_{pp}} = \frac{146.09\ [m^2]}{0.968\ \left[\frac{m^2}{placa}\right]} = \ \mathbf{152}\ [placas]$$

Se observa que el número inicial de placas propuesto fue de 80 unidades, al finalizar estos cálculos el resultado es 152, esto nos indica que aún no se tiene el número de placas correcto, se ha de usar este último número de placas (152) y hacer nuevamente todos los cálculos.

- *Convergencia de datos (Número de placas)*

Resultaron 152 placas, aquellas que se han de ocupar, pero al recordar que en un inicio se propusieron 80 placas, se intuye que no hemos llegado a un valor correcto de área, así que el siguiente paso es iterar los valores de placas resultantes hasta lograr una convergencia con el propuesto, solo así se tendrá un área única para las condiciones geométricas y el ángulo chevron dado con determinado número de placas.

Excel tiene la opción de hacer "n" número de iteraciones entre un conjunto de valores definido por un valor numérico de proximidad (margen de error), se recurre a este método para lograr la convergencia en el área (número de placas). En Excel, se ha utilizado un número máximo de iteraciones de 100 con una diferencia algebraica entre el valor actual y el anterior de 0.0001.

Después de realizar las iteraciones correspondientes se llegó a un valor final de área de 285 [m²], es decir 272 placas.

- *Procedimiento de Diseño Hidráulico*

Como se mencionó anteriormente el diseño hidráulico se basa en la predicción de la caída de presión del fluido a través de su paso en el intercambiador.

Se determinarán las caídas de presión debidas a la fricción, accesorios y columna de fluido; se toma como base la ecuación 19.

$$\Delta P = \frac{1.4 G_p^2 N_p}{2\rho_i} + \frac{4fLG^2}{2D_e}\left(\frac{N_p}{\rho}\right)_m + \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right)\frac{G^2}{g_c} \pm \frac{\rho_m g L}{g_c}$$

Se aclara que el tercer término de la ecuación 19 correspondiente a los cambios en momentum por variación de densidades no se toma en el análisis ya que se está trabajando con fluido incompresible en todo momento. Se obtendrá G; G_p ya ha sido determinado en la sección anterior (diseño térmico) tanto para el fluido geotérmico como para el fluido del ciclo.

- Para fluido geotérmico

$$G = \frac{\dot{m}_g}{A_{puerto}} = \frac{4\left(6.95\left[\frac{kg}{s}\right]\right)}{(\pi)(0.254^2[m^2])} = 137.2\left[\frac{kg}{s\,m^2}\right]$$

Las pérdidas de fricción por accesorios

$$\Delta P_{fpa,g} = \frac{1.4 G_p^2 N_p}{2\rho_i} = \frac{(1.4)\left(137.2^2\left[\frac{kg^2}{s^2 m^4}\right]\right)(272)}{2\left(947.4\left[\frac{kg}{m^3}\right]\right)} = 9{,}289\,[Pa]$$

Las pérdidas por fricción entre placas

$$\Delta P_{fpp,g} = \frac{4fLG^2}{2D_e}\left(\frac{N_p}{\rho}\right)_m = \frac{4(0.153)(1.27\,[m])\left(44.1^2\left[\frac{kg^2}{s^{2m^4}}\right]\right)}{2(0.0025\,[m])}\left(\frac{272}{947.4\left[\frac{kg}{m^3}\right]}\right) = 83849\,[Pa]$$

Las pérdidas debidas a la columna de fluido:

$$\Delta P_{cf,g} = -\rho_m g L = -\left(947.4\left[\frac{kg}{m^3}\right]\right)\left(9.81\left[\frac{m}{s^2}\right]\right)(1.26\,[m]) = -9289[Pa]$$

La suma total es:

$$\Delta P_{t,g} = (83{,}849 + 9{,}289 - 12{,}712)[Pa] = \mathbf{79{,}985}\,[\boldsymbol{Pa}]$$

- Para fluido del ciclo

$$G = \frac{\dot{m}_g}{A_{puerto}} = \frac{4\left(6.64\left[\frac{kg}{s}\right]\right)}{(\pi)(0.1524^2[m^2])} = 131\left[\frac{kg}{s\,m^2}\right]$$

Las pérdidas de fricción por accesorios

$$\Delta P_{fpa,g} = \frac{1.4G_p^2N_p}{2\rho_i} = \frac{(1.4)\left(131^2\left[\frac{kg^2}{s^{2m^4}}\right]\right)(272)}{2\left(946.4\left[\frac{kg}{m^3}\right]\right)} = 8{,}489\ [Pa]$$

Las pérdidas por fricción entre placas

$$\Delta P_{fpp,g} = \frac{4fLG^2}{2D_e}\left(\frac{N_p}{\rho}\right)_m = \frac{4(0.101)(1.27\ [m])\left(42.4^2\left[\frac{kg^2}{s^{2m^4}}\right]\right)}{2(0.0025\ [m])}\left(\frac{272}{946.4\left[\frac{kg}{m^3}\right]}\right) = 78{,}796\ [Pa]$$

Las pérdidas debidas a la columna de fluido:

$$\Delta P_{cf,g} = \rho_m gL = \left(946.4\left[\frac{kg}{m^3}\right]\right)\left(9.81\left[\frac{m}{s^2}\right]\right)(1.02\ [m]) = 12{,}695\ [Pa]$$

La suma total es:

$$\Delta P_{t,g} = (78{,}796 + 8{,}489 + 9{,}375)[Pa] = \mathbf{99{,}798}\ [\boldsymbol{Pa}]$$

Se puede observar una mayor caída de presión en el flujo frio, como se explicó, el arreglo del flujo en las placas será en U. De modo que la corriente de fluido frio va en contra de la presión debida a la gravedad.

- *Determinación de Eficacia térmica*

Según la ecuación 20, la eficiencia térmica del intercambiador se ha de calcular con la variación de energía de un fluido respecto al otro, es decir, apoyándose con las entalpias. Siguiendo el ejemplo de cálculo previamente desarrollado se han de determinar las entalpias en los cuatro puntos: de acceso y salida de cada uno de los fluidos. Se tiene:

$$\eta = \frac{Q_a}{Q_g} = \frac{\dot{m}_a(i_{a2} - i_{a1})}{\dot{m}_g(i_{g1} - i_{g2})} = \frac{\left(6.95\left[\frac{kg}{s}\right]\right)(576 - 435)\left[\frac{kJ}{kg}\right]}{\left(6.64\left[\frac{kg}{s}\right]\right)(590 - 438)\left[\frac{kJ}{kg}\right]} = 0.9508$$

Las entalpias de entrada, se calculan de acuerdo a las condiciones solicitadas por el ciclo, las de salida se ajustan de acuerdo a la caída de presión que experimenta cada uno de

los fluidos al paso por el intercambiador de placas. El análisis exacto se discutirá en la siguiente sección.

- *Densidad de Área (cálculos)*

Este parámetro se determina tomando en cuenta solamente el área neta de transferencia de calor y el volumen en el cual se efectúa dicha transferencia de energía térmica.

Largo y ancho efectivos de la placa son datos geométricos, el largo del intercambiador se determina mediante la separación entre una placa y otra así como el número de placas.

- Lh= 1.270 [m]
- W= 0.762 [m]
- Área T=285 [m²]

Volumen de unidad= (1.27) (0.762) (272)(0.0024)[m³]=0.631 [m³]

$$Densidad\ de\ área = \frac{(Area)}{(Volumen\ unidad)} = \frac{285\ [m^2]}{0.631\ [m^3]} = \mathbf{451}\ \frac{[m^2]}{[m^3]}$$

Este valor se encuentra dentro de un rango aceptable, adicionalmente el diseño de la placa garantiza la adecuada transferencia de energía térmica y una relativa baja caída de presión. Hasta aquí se concluye el ejemplo de caracterización.

3.5 Análisis de datos

Para obtener conclusiones más concisas se consideró pertinente realizar esta sección. Aquí se obtienen primordialmente resultados variando la inclinación del ángulo Chevron y dimensiones geométricas con el propósito de analizar el comportamiento de los diferentes parámetros y hacer comentarios.

3.5.1 Software de apoyo

Para la exitosa realización de los cálculos respecto a la caracterización del ICP se utilizó una hoja de cálculo en Excel; la razón principal de utilizar este software es su fácil ensamble con software de programación, en específico Visual Basic. Los archivos programables acoplados a la hoja de cálculo se denominan macros, por ende, también se ha hecho uso de un conjunto de macros para la operación de la hoja.

El software de apoyo principal es una extensión del programa REFPROP que se acopla a una hoja de cálculo en Excel mediante macros y cuya finalidad es contar con un conjunto de datos termodinámicos precisos de diversos fluidos. El programa REFPROP fue creado por el Instituto Nacional de Estándares y Tecnología (NIST®).

Se realizó una macro de apoyo para poder realizar los diferentes gráficos presentados en este subtema, y hacer las múltiples iteraciones para el correcto funcionamiento de la hoja de cálculo de Excel.

3.5.2 Variación del Angulo Chevron

Los parámetros geométricos de la placa Chevron (separación, ancho de placa, longitud efectiva y arco proyectado) se mantienen fijos en todo momento, y se observa comportamiento en caída de presión, coeficiente global de transferencia de calor y número de Reynolds entre un rango de 20° a 80 ° para la placa.

- *Caída de Presión*

Después de hacer todos los cálculos con ayuda de una macro realizada en Excel, se ha obtenido la figura 3.5 en donde se puede visualizar la caída de presión en función del ángulo.

Se visualiza que la caída de presión excede los límites propuestos (1 bar) para ambos fluidos del intercambiador cuando el ángulo es menor a 30º, y una caída de presión con un comportamiento exponencial por debajo de este. La caída de presión también se ve afectada por los demás parámetros geométricos de placa, en especial el espaciamiento entre cada par de placas, esto se discute adelante.

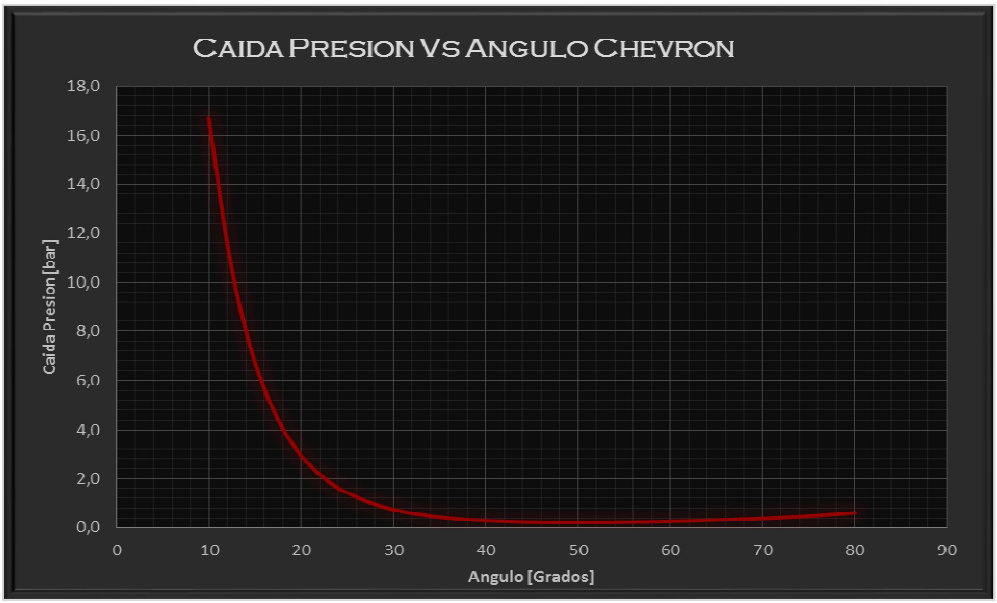


Figura 3. 5 Variación de la caída de presión respecto al ángulo Chevron. (EL azul corresponde al agua del ciclo, el rojo al fluido geotérmico)

- *Coeficiente Global de Transferencia de Calor*

Este coeficiente está en función del número de Nusselt ya que a partir de este parámetro adimensional se procede a calcular los coeficientes de convección para cada uno de los fluidos. El comportamiento se presenta en la figura 3.7. De manera muy simplificada se puede expresar como una función polinómica de tercer grado:

$$Nu = 0{,}00001(Re)^2 + 0.016\,(Re) + 0.3432$$

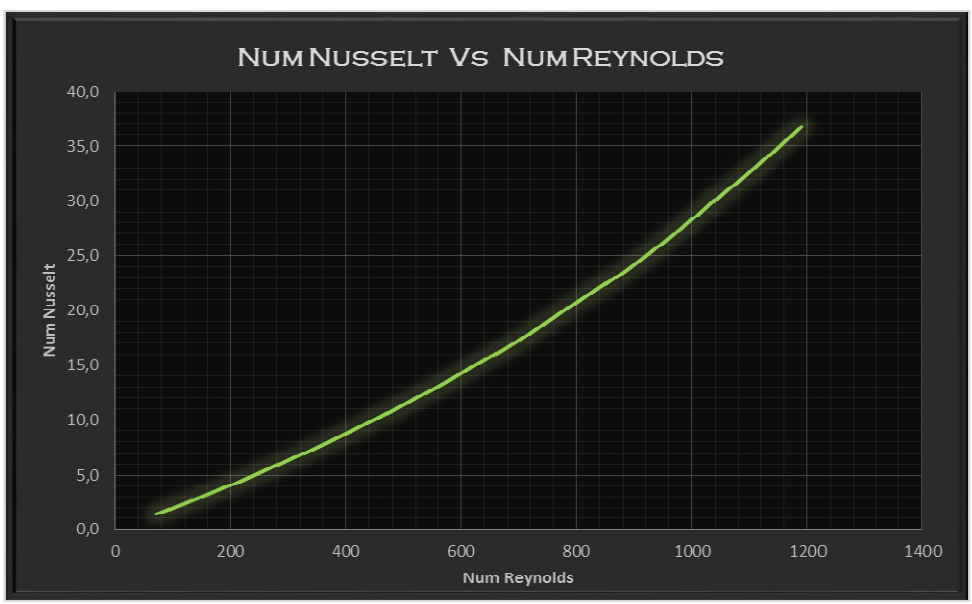


Figura 3. 6 Variación del número de Nusselt respecto a número de Reynolds.

Por otro lado también tenemos el coeficiente global de transferencia de calor en función del número de Reynolds, y según la gráfica de abajo, esta relación prácticamente es lineal:

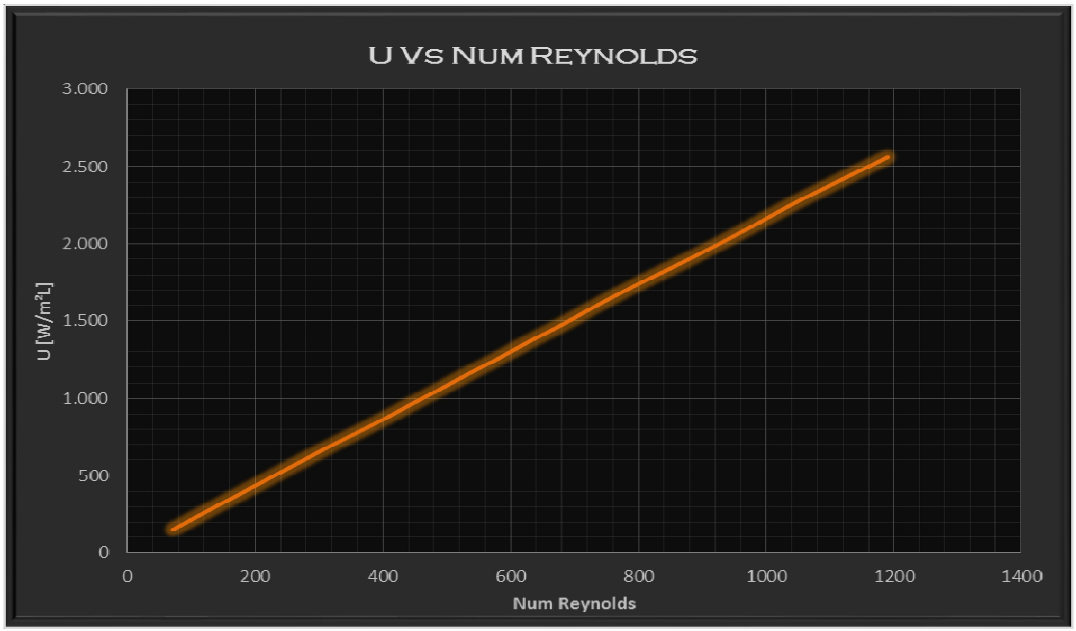


Figura 3. 7 Variación del coeficiente global de transferencia de calor respecto al número de Reynolds.

La serie de datos obedece a la siguiente expresión lineal:

$$U = 2.165(Re) + 2.31$$

Esta relación es un tanto incierta, ya que para un Reynolds igual a 0 (donde no hay velocidad, es decir, flujo de masa) arroja un valor de 2.31, este comportamiento puede ser resultado del error acumulado durante todos los cálculos.

Ahora, la linealización de esta expresión se debe a la influencia de cada uno de los componentes en el coeficiente global; la placa es el elemento que transmite la energía térmica de una manera más eficiente que los fluidos, ya que estos dependen de la turbulencia, y prácticamente la conductividad térmica de la placa no sufre variación, esta es la razón principal por la cual la gráfica anterior es lineal. Como punto final queda Gráficar el número de Reynolds en función del ángulo Chevron, con la finalidad de ver que tanta turbulencia se le induce al fluido al variar dicho ángulo en la figura 3.8.

- *Número de placas*

Otra variable de interés a considerar y muy importante, es el área de transferencia de calor (placas) en función del ángulo Chevron; se observa que después de 30º aproximadamente la tendencia al incremento en el número de placas es notoria, sin embargo de acuerdo a la imagen 3.5 antes de los 35º la caída de presión se comporta de manera

exponencial. Tomando en cuenta estos dos últimos parámetros en cuestión se deduce que estos mismos serán aquellos determinantes en la caracterización final del intercambiador.

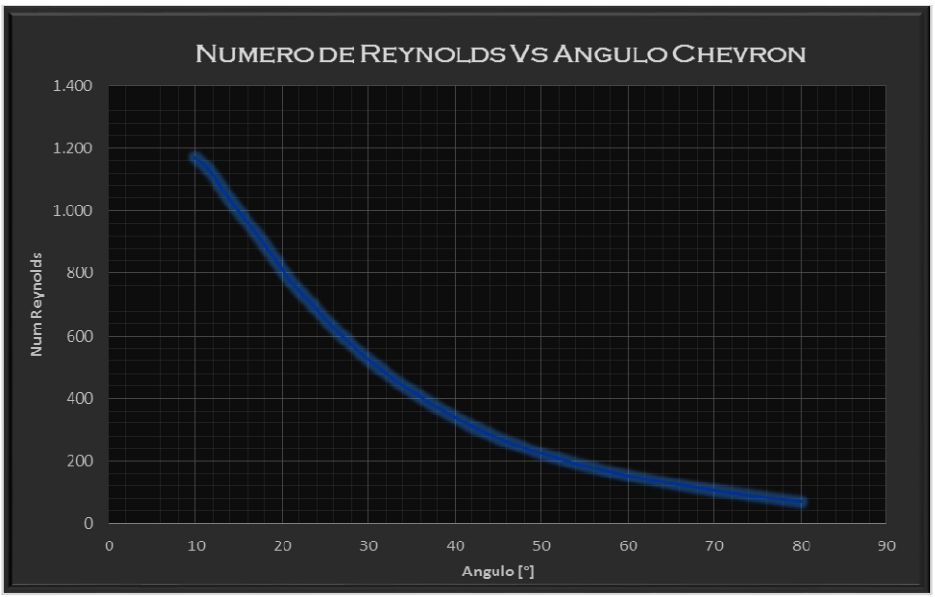


Figura 3. 8 Variación del número de Reynolds en función del ángulo Chevron.

La Gráfica tiene una tendencia exponencial de la siguiente manera:

$$Re = 1795{,}5e^{-0{,}041(\beta)}$$

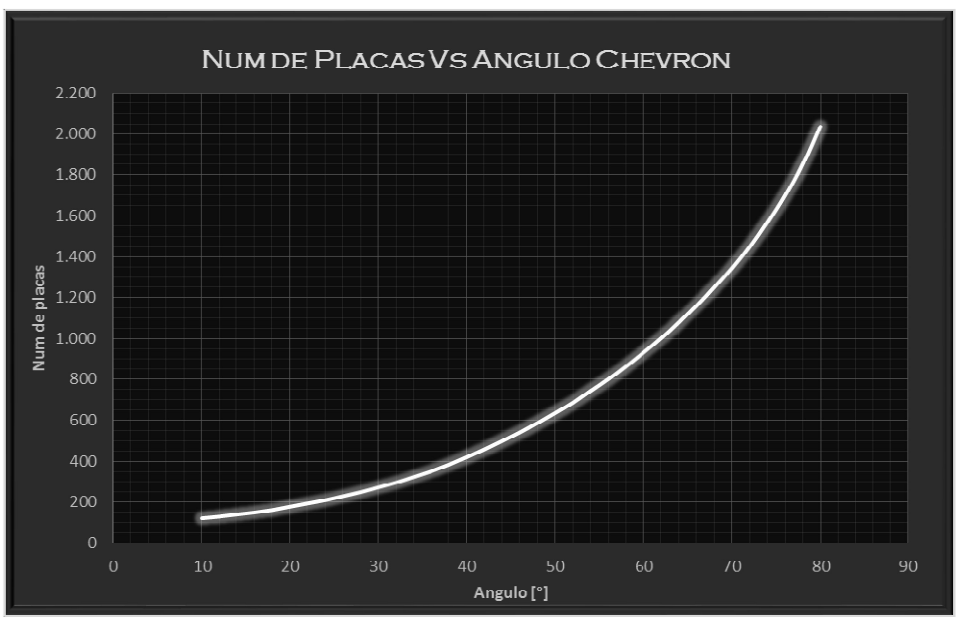


Figura 3. 9 Variación del número de placas (área) en función del ángulo Chevron.

Su ecuación, tiene forma exponencial, de la siguiente manera

$$N_P = 80{,}645e^{0{,}0406(\beta)}$$

3.5.3 Variación de parámetros geométricos

Esta sección se ha hecho con la finalidad de observar la variación de parámetros importantes como la caída de presión y el incremento en la transferencia de calor cuando se varían las dimensiones de la placa como el ancho, largo, pitch de corrugación, arco proyectado, principalmente. Se da por concluido el análisis cuando se varía el ángulo chevron.Las observaciones aquí anotadas no presentan gráficos, al análisis se basa primordialmente en la observación de los cálculos.

- *Alto de pliegue (corrugación)*

Mientras mayor es esta dimensión, el canal por el que circula el fluido es mayor, por lo tanto la velocidad que adquiere el fluido al pasar por dichos canales es menor, esto se refleja en una disminución del número de Reynolds. Como consecuencia, disminuye el área pero el intercambio de calor aumenta, la caída de presión aquí, depende del régimen, usualmente también se incrementa.

- *Pitch (longitud de arco proyectada)*

Este parámetro afecta proporcionalmente al área de transferencia de calor y al número de canales, es decir, mientras mayor es este parámetro el área transversal por la cual pasa el fluido es mayor y por ende la velocidad que adquiere este es relativamente menor, se deduce entonces que la trasferencia de calor disminuye y se incrementa el número de placas o área.

De acuerdo a lo anterior se deduce que un pitch grande disminuye la transferencia de calor e incrementa el número de placas, pero uno pequeño restringe el número de placas e incrementa la caída de presión. Todo este análisis se tiene tomando en cuenta un área fija de transferencia de calor por placa.

- *Espesor de placa (t)*

Después de observar el comportamiento de este parámetro, no hay una variación por arriba del 5% en las demás características, por lo cual se intuye que este espesor tiene una función de ámbito estructural.

- *Alto y ancho efectivo de la placa (hf, W)*

Estas variables afectan sobre todo al área de intercambio de calor, que quiere decir, unas dimensiones grandes en estos parámetros son una mayor área de transferencia de calor y un mínimo uso de placas, aplica también a la inversa.

La caída de presión es la que se ve un poco afectada por estos parámetros, cuando la longitud es mayor el área de contacto entre la placa y el fluido también lo es, por tal motivo la presión final del fluido se ve afectada negativamente.

3.5.4 Variación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor de acuerdo a diferentes materiales.

Esta sección es de relativa importancia, aunque la tesis en general no persigue el análisis detallado de materiales es necesario visualizar el efecto de los materiales en el coeficiente de transferencia de calor.

Figura 3. 10 Diferentes valores de U según materiales utilizados

Tabla 3. 6 Conductividades Térmicas De Materiales Analizados

Material	K [W/m/K]	Material	K [W/m/K]
Aluminio	205	Níquel	60
Latón 70-30	150	Platino	72
Bronce 75-25	35	Plata	406
Constatan 60-40	25	Acero C1	50
Cobre	380	Estaño	58
Acero A316L	17.3	Zinc	140
Magnesio	160	Titanio	22
Molibdeno	13.8	Wolframio	174

De acuerdo a la Figura 3.10 los materiales que ofrecen una menor resistencia a la transferencia de calor son: Cobre puro, Magnesio, Plata y Wolframio. De hecho el acero A316, el seleccionado en este trabajo, es uno de los peores conductores según el Gráfico.

Observando más detalladamente el coeficiente global oscila entre 1250 y 1500 [W/m²K], el efecto de transferencia depende en mayor medida de los fluidos; esta es una razón por la que se eligió acero A316; la otra razón, y más importante, es el ambiente de trabajo al cual estará sometido el equipo: altamente corrosivo y con un gran índice de

erosión. De hecho el mejor material es titanio, un material altamente costoso en el mercado, otra razón más por la cual se eligió el acero A316, este último es de mayor uso en la industria.

3.5.5 Variación en el área de transferencia de calor según la potencia

Este pequeño apartado se hace con la finalidad de observar la cantidad de área necesaria según la potencia producida o requerida en nuestro ciclo de generación. La Gráfica se realizó variando el flujo de masa geotérmico de acuerdo a la generación requerida, posteriormente se realizaron cálculos muy semejantes a los ya presentados para obtener un área, de esta manera a lo largo de todo el rango aquí presentado.

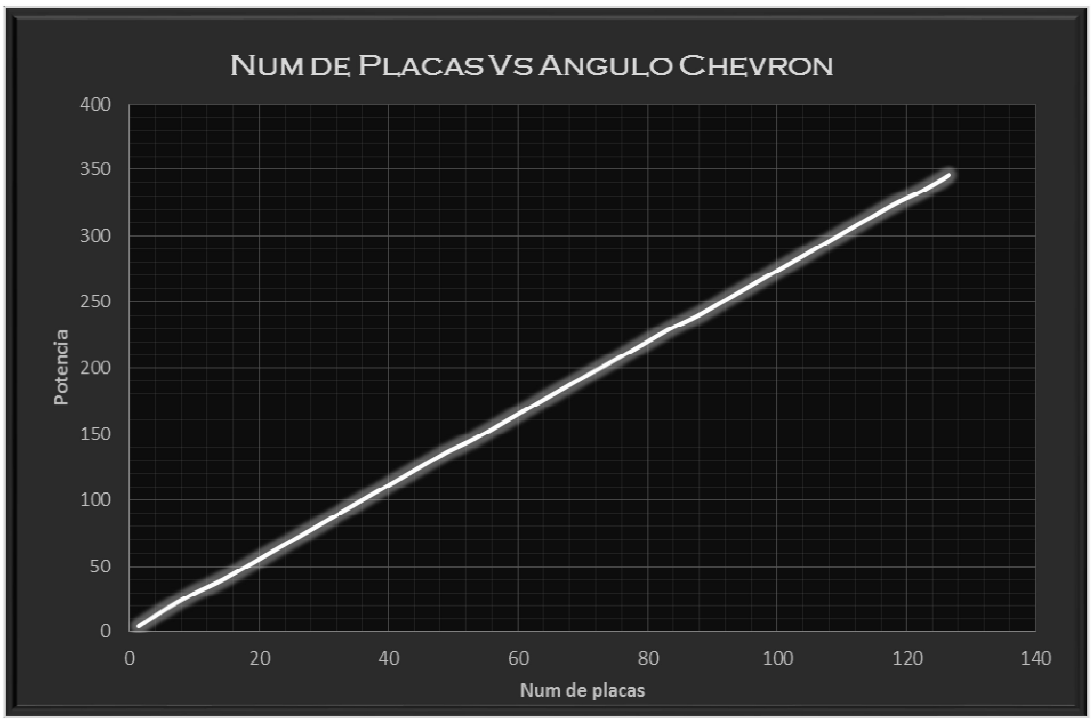


Figura 3. 11 Variación del área del intercambiador de calor de placas en función de la potencia requerida para el ciclo PWG, de acuerdo a un análisis no exergético.

La relación observada es lineal (teórica), la explicación es simple, termodinámicamente el ciclo opera bajo los mismo estados en cada uno de los puntos del mismo cuando está en estado permanente o estable, es decir, la generación de potencia en la flecha de la turbina es proporcional a la cantidad de energía te entrada (el flujo de masa geotérmico). Un análisis exergético, que toma en cuenta la calidad de la energía, proporcionara datos cercanos a la realidad y se observara que la caída no es lineal, pero este tipo de análisis se deja abierto para una comprobación futura.

Hay un punto más a señalar, el ICP aquí presentado operara satisfactoriamente cuando el valor de potencia a generar no sea más-menos de un 30% en cuyo caso se deben modificar

parámetros geométricos de la placa (altura, ancho, pinch, longitud de arco proyectada, espesor de placa, etc.). Por ejemplo para generar arriba de 200 [kW_e] las placas no serán suficiente para hacer una transferencia óptima y en adición la caída de presión será enorme, se tienen que fabricar otras con diferentes dimensiones.

3.6 Resultados Geométricos

Los datos calculados a lo largo de todo el procedimiento son bastantes, la manera de caracterizar un intercambiador es mediante la condensación de todos los parámetros importantes en una tabla. A continuación (en la tabla 3.6) se especifican datos de la unidad en general; resultados tanto de operación y dimensiones geométricas de la placa Chevron. En estos resultados se presenta una serie de datos que parece son tomados al azar, a continuación se justifica el uso de algunos.

Tabla 3. 7 Resultados de la Caracterización del ICP

Unidad		
Área de intercambio de calor (m²)		285
Número de placas		272
Diámetro puertos entrada [in]		8 in
Placas		
Espesor (m)	*Calibre 20*	0,00089
Espaciamiento (m)		0,0024
Ancho efectivo w (m)		0,762
Alto efectivo (Lh)		1,270
Angulo de corrugación Chevron (º)		30
Factor de mejoramiento		1,083
Área proyectada (m²)		0,97
Área neta de intercambio (m²)		1,05
Densidad de área (m² / m³)		451
Eficiencia térmica intercambiador (%)		95%

Operación			
	F geotérmico		F del ciclo
Tipo de fluido	Agua		Agua
Flujo másico (kg / s)	6.95		6.64
Presión entrada (MPa)	0,66		0,63
Temperatura entrada (ºC)	140,0		103,7
Presión salida (MPa)	0,59		0,54
Temperatura salida (ºC)	106,7		137,0
Caída de presión (bar)	0,795		0,990
Flujo por par placas (kg / s)	0.051		0,049

3.6.1 Justificación

▪ El diámetro de los puertos de entrada se basa en medidas de tuberías comerciales ya estandarizadas, adicionalmente son magnitudes utilizadas en este tipo de equipos comerciales.

▪ Espesor, espaciamiento y alto efectivo se compararon con equipos comerciales dentro del mercado, se estimó a juicio propio su implementación en el diseño del equipo en cuestión.

▪ El ancho efectivo de la placa es relativamente mayor al ancho de algunos equipos comerciales, pero su principal justificación es el decremento en la caída de presión.

▪ El tipo de fluido considerado para los cálculos fue agua, las propiedades de un fluido geotérmico no varían en un porcentaje mayor al 10% que las propiedades estándar del agua, en cuando al fluido del ciclo es agua pura.

▪ El ángulo se eligió después de observar sus repercusiones tanto en el área de transferencia como en la caída de presión; se decidió normalizar la serie de datos obtenidos después de las múltiples iteraciones hechas por la hoja de cálculo desde 20º hasta 70º, tomando el mayor valor en número de placas para el área y el valor de 2.5 [bar] para la caída de presión, la gráfica resultante (figura 3.12).

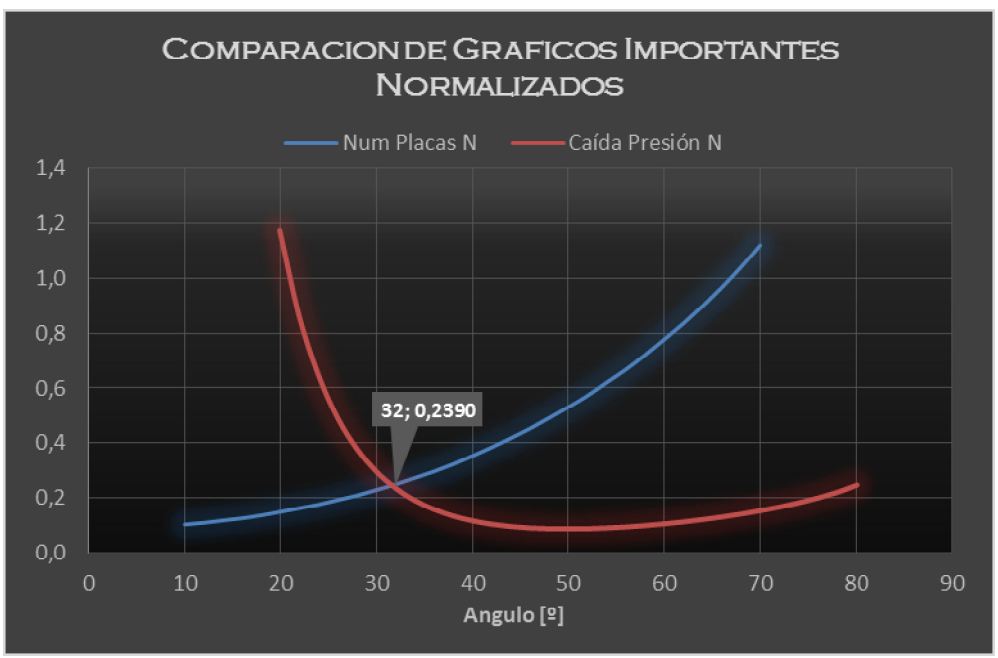


Figura 3. 12 Punto óptimo de operación que relaciona la máxima área y el máximo valor en caída de presión para el diseño del ICP.

▪ De la figura 3.10 se observa un punto de cruce en aproximadamente 30º, razón por la cual fue elegido este valor, garantiza un mínimo número de placas (272) cuidando de mantener una máxima caída de presión de 2.5 [bar] (lo permisible son 3, pero se ha elegido 2.5 como un margen de seguridad).

▪ La eficiencia mostrada es la térmica, no se puede saber con de manera precisa en un ámbito teórico la eficiencia neta del intercambiador ya que hay múltiples variables influyentes que solo se verán reflejadas en el modelo físico.

3.7 Propuesta de dispositivos auxiliares

El dispositivo señalado en el presente trabajo tiene que interactuar con equipos adicionales que le permitan la completa operación: bridas, empaques, tuberías, etc.

En esta sección se detallan los dispositivos que se consideran pertinentes para ser agregados al intercambiador de placas, cabe señalar que en su mayoría fueron seleccionados de acuerdo a fabricantes y normas.

- *Bridas*

Brida soldable de acero al carbón según ASME clase 150 (150 lbs / in²,).
Especificaciones (según Figura 3.13):

- DN: 8 [in]
- D: 342.9 [mm]
- b: 28.4 [mm]
- d: 269.7 [mm]
- k: 298.5 [mm]
- L: 8xø22.4[mm]
- Peso: 19.6 [kg]

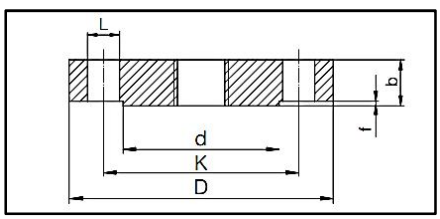


Figura 3. 13 Especificaciones de brida soldable

- *Empaques (Juntas)*

Empaque tipo Garlock de asbesto de 8 [in]. Características técnicas:

- Retiene sus propiedades mecánicas a temperaturas de hasta 750 F (400 ºC)
- Permanece usable a temperaturas criogénicas (muy frías)
- Excelente resistencia química, desde ácidos medios hasta cáusticos fuertes
- Excelente en contra del agua, vapor, aceites y muchos solventes
- Propiedades de aislamiento muy notables
- Buena resistencia química y al calor

- *Juntas de Expansión*

Junta de expansión bridada de 8". Sus características operativas:

- Presión de trabajo máxima de 19 [kg/cm²]
- Temperatura máxima de trabajo de 300 ºC.
- Camisa interior para evitar excesivas pérdidas de carga y posible acumulación de producto en el interior del fuelle.

Dimensiones

DN: 200 [mm]
Pres. T: 16 [kg/cm²]
Temp T: 30 [ºC]
Area Efec: 366.4 [cm²]
Las demás especificaciones se encuentran en:
http://www.genebrevana.com/pdf_html/industrial_valves/ruber_expansion_joint/7/GetPDFLotusDomino.pdf

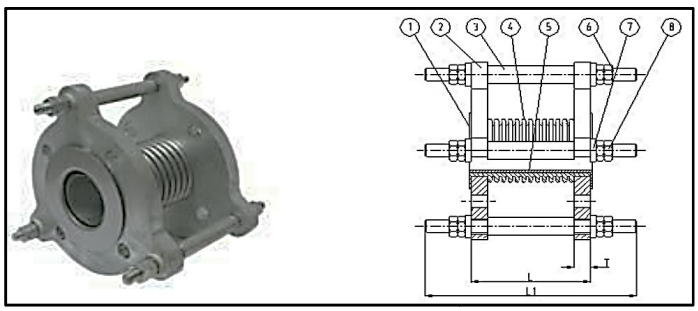


Figura 3. 14 Ilustración de brida de expansión (Izquierda) y componentes (derecha)

Tabla 3. 8 Especificación de materiales de cada componente de brida de expansión

Nº	Denominación/Name	Material	Acabado Superficial/Surface Treatment
1	Junta / lap Joint	Acero Inox. 304 / S.S. 304	------
2	Brida / Flange	Acero Carbono / Carbon Steel	Galvanizado / Galvanizated
3	Tubo / Pipe	Acero Carbono / Carbon Steel	Galvanizado / Galvanizated
4	Fuelle / Bellows	Acero Inox. 304 / S.S. 304	------
5	Camisa interior / Inner Sleeve	Acero Inox. 304 / S.S. 304	------
6	Tirante / Rod	Acero Carbono / Carbon Steel	Galvanizado / Galvanizated
7	Arandela / Washer	Goma / Rubber	------
8	Tuerca / Nut	Acero Carbono / Carbon Steel	Galvanizado / Galvanizated

- *Espárragos de sujeción*

Esparrago de acero de aleación ASTM-A-193 GR. B7 de ¾ pulgada de diámetro. Con una cuerda de 14 hilos por pulgada.

Especificaciones:

Tabla 3. 9 Especificaciones técnicas de espárrago grado B7

Producto	ASTM Grado	Material	Diámetro	Resistencia a la tracción (PSI)	Límite a la fluencia (PSI)	Dureza
Espárrago Grado B7	A-193	Acero Aleado Medio Carbono AISI 4140	1/2" – 2 ½"	125,000	105,000	27-31 Rc.

- *Tuercas y Golillas*

  - Tuerca y contratuerca Hexagonal con Valona de ¾ [in], de 14 Hls/pulg interno.
  - Golilla plana Ancha ANSI de ¾ [in]

- *Empaque para intercambiador de placas*

Se propone como material polimérico al VITON (fluorelastómero), ya que cubre con los requerimientos de operación del intercambiador de placas. Se detallan algunos puntos importantes a continuación:

Aplicaciones comunes

- Excelente resistencia a los combustibles agresivos.
- Gran resistencia a la mayoría de los químicos utilizados en la industria
- Aplicación en extremas condiciones de ataque químico y alta temperatura
- Alta resistencia a productos químicos, inorgánicos, ácidos y bases concentrados hidrocarburos

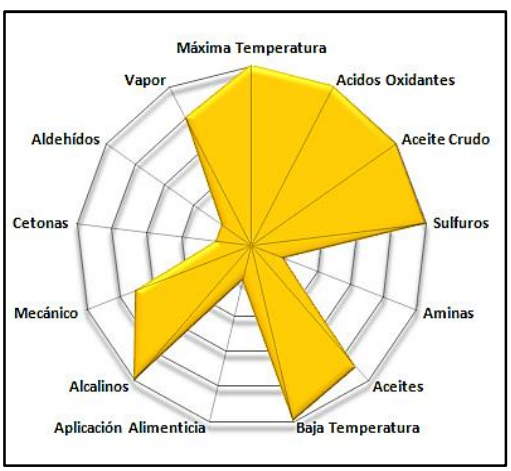


Figura 3. 15 Especificaciones técnicas del viton (material).

Especificaciones técnicas

- Dureza Shore A de 75
- Límite de resistencia a la tracción de 11 MPa
- Porcentaje de elongación a la ruptura del 250%
- No está aprobado para el sector alimenticio
- Temperatura máxima de operación continua: 280 °C

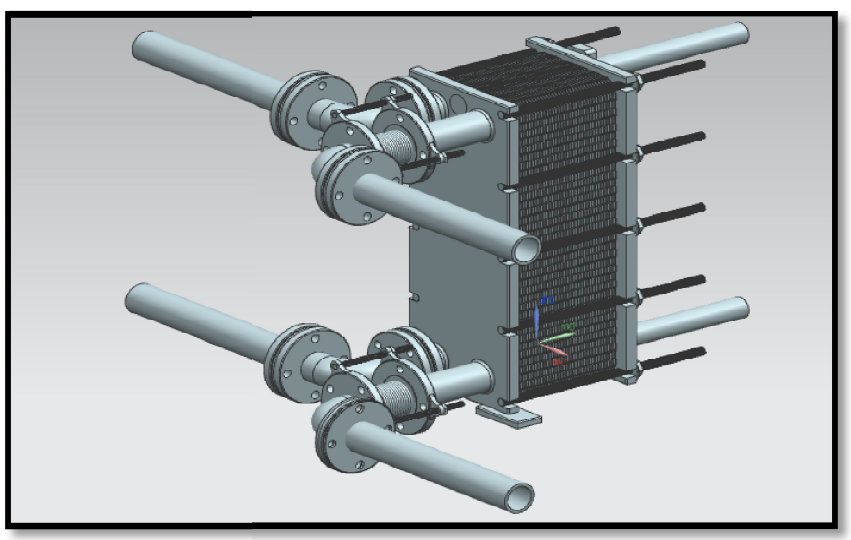
3.7.1 Diseño CAD

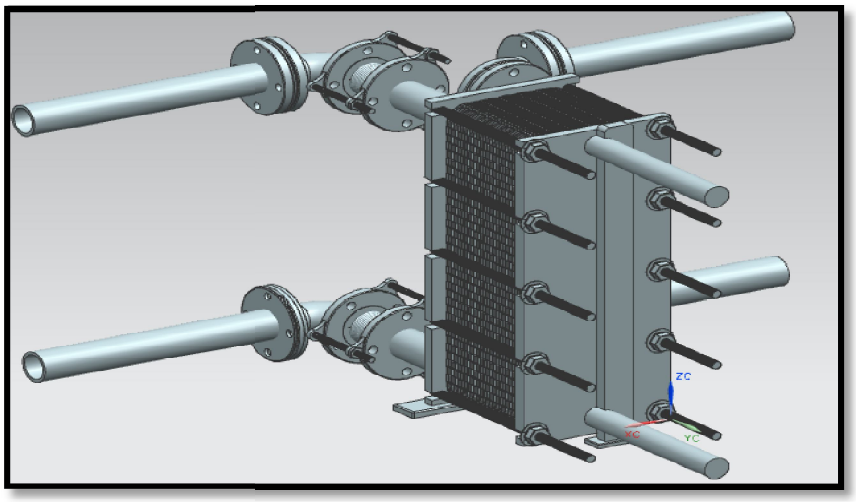
El diseño CAD del intercambiador de placas se realizó en el programa Unigraphics NX 7.5® de la compañía SIEMENS.

El modelo CAD presentado en esta sección es un ensamble de múltiples componentes, cada uno de ellos se dibujó y diseño independientemente, al final se realizó un solo ensamble para fines de visualización. Cada uno de los componentes diseñados en el ordenador (con extensión .prt) quedan disponibles para un futuro análisis CAE e incluso CAM, el mismo programa Unigraphics NX 7.5® puede ser utilizado para dicha tarea.

El ensamble completo se presenta a continuación:

Los componentes más importantes a señalar son: las placas tipo Chevron (272 unidades según los cálculos), los espárragos de sujeción (10 unidades), las tuercas con valona (20 unidades), tubos de soporte de 6 pulgadas de diámetro (2 piezas), placas de contención inicial y final de 1 ¼ pulgadas de espesor, accesorios como tubos y codos son nominales cedula 80.





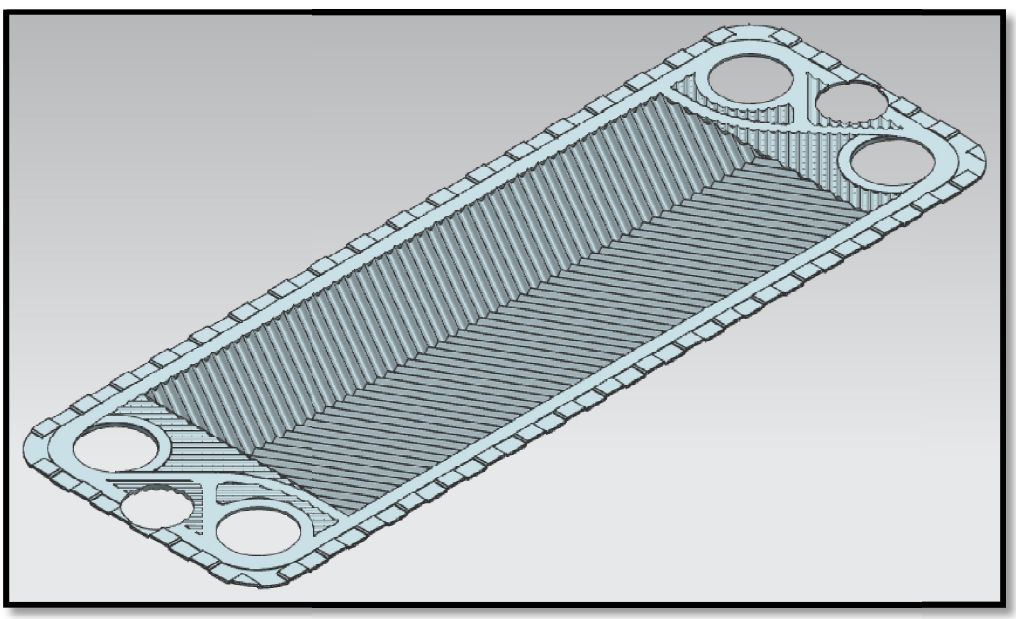


Figura 3. 16 Visualización del equipo modular CAD (Superior y media vista tridimensional desde diferente ángulo, inferior es una vista tridimensional isométrica de la placa Chevron)

Por tanto, ha quedado concluida la caracterización del ICP, propósito que ha recaído principalmente en el diseño de la placa Chevron. El siguiente capítulo es una proyección de este equipo modular al mundo real; los detalles del tipo socioeconómico serán la temática principal.

3.8 Conclusiones

El capítulo presente finaliza en la propuesta tentativa del diseño de un ICP para aplicaciones geotérmicas, se consideran importantes los puntos siguientes:

- Es de suma importancia definir de manera correcta las consideraciones iniciales para simplificar adecuadamente las ecuaciones base (térmica, hidráulica) y así evitar una resolución compleja; es intuitivo que para la mayoría de los problemas se tenga que recurrir a este tipo de resolución.

- El material seleccionado, acero 316L, cubre los requerimientos específicos para la aplicación, alta resistencia a la corrosión y una moderada conductividad térmica. El material ideal para esta aplicación es una aleación de cobre-níquel (Cu-Ni 70-30), pero sus dificultades de maquinabilidad y en específico su elevado costo monetario hace difícil su implementación en el ICP.

- Haciendo una revisión de las dimensiones de cada una de las placas, se obtienen dimensiones relativamente bajas (pinch, alto de corrugado); con el fin de evitar una caída de presión elevada (que resultaría al tener un gran número de placas pequeñas).

- Del punto anterior se tiene como resultado un equipo con una densidad de área aceptable (355 m^2/m^3), ya que comúnmente un ICP comercial oscila entre 200-2000 [m^2/m^3].

- La eficiencia total del equipo solo se verá definida hasta la construcción del mismo ya que las variables de medio ambiente y particularidades de los materiales a utilizar no son plenamente cuantificables para fines didácticos (teóricos).

- El conjunto de materiales y equipos auxiliares propuestos son de relativa facilidad de adquisición ya que están estandarizados y su coste monetario no es tan elevado.

- El subtema 3.5 (Análisis de datos) detalla de manera precisa las cuestiones sobre comportamiento de parámetros geométricos, por tanto se omite una conclusión de ellos en esta sección.

- El material propuesto para los empaques (Viton) es de ámbito comercial, su operación ha sido corroborada para un número de aplicaciones (Figura 3.13) y por ello se incluye en el presente trabajo.

- Se tiene un diseño computacional del ICP, y como se mencionó, se deja a disposición documentación para futuros análisis.

4. COTIZACIONES CON FABRICANTES Y DISTRIBUIDORES.

Introducción

Para fines demostrativos del ciclo PWG, es necesario contar con una planta piloto. La manufactura de una placa Chevron usualmente se hace por estaMPado (y en ocasiones aisladas por electroerosión), esto evoca en la posibilidad de tener los recursos insuficientes para hacer todo un proceso de manufactura para un solo ICP específicamente. Para evitar un exceso de gastos se recurre a equipos ya diseñados y puestos al mercado por la industria, la variedad de distribuidores es basta y aquí en la Cd. de México se puede recurrir a varios de ellos para hacer un par de cotizaciones.

En esta sección se presentan un par de equipos con sus respectivas cotizaciones, equipos con características semejantes a la unidad presentada en esta tesis y que se han considerado adecuadas para un óptimo desempeño del ICP dentro del ciclo PWG.

4 Cotizaciones con Fabricantes y Distribuidores de ICP's

4.1 Cotización para manufactura propia

4.1.1 Costo y desglose de gastos totales para cada uno de los componentes

La consulta de precios mostrada a continuación se hizo de acuerdo a montos señalados por diversos distribuidores y fabricantes de cada uno de los materiales.

Tabla 4. 1 Montos correspondientes de cada uno de los materiales a utilizar para el equipo

Concepto (Material)	Costo Unitario [$/pz]	Unidades [pz]	Monto [$]
Brida de acero soldable 8 [in] (203 [mm])	1 981.00	4	7 924.00
Válvula de alivio ¾ [in]	305.50	1	305.50
Válvula de compuerta 4 [in] (Vástago fijo)	7 099.00	2	*14 198.00*
Válvula Mariposa	2 697.00	1	*2 697.00*
Empaque de asbesto grafitado de 3 [mm] para brida de 8 [in]	185.00	6	*1 110.00*
Junta de expansión Gibault de 8 [in]	712.00	2	*1 424.00*
Esparrago acero grado B7 de ¾ [in] (Estándar, 10 hilos/pulg) [68]	2 855.65	5	14 278.25
Tuercas de ¾ [in] con Valona (10 hilos/pulg)	30.00	20	600.00
Lamina acero inoxidable calibre 20, tipo 316 medida de 48x120 [in]	1 567.21	100	156 721.00
Placa de acero, 1 [in] espesor.	15 020.37	2	30 040.74
Viton®[69]	193.66	300	58 098.00
Tubería de 8 [in]	556.68	1	*556.68*
		Costo de la Unidad (ICP)	267 967.24
		Costo de la configuración completa	287 953.17
		Aplicación del IVA al costo de la unidad	310 842.00
		Aplicación del IVA al costo de la configuración completa	334 025.68
		Costos varios (Accesorios, colocación, etc) [15%]	50 103.85
		TOTAL	**384 129.53**

El siguiente paso es encontrar una empresa, o mejor expresado, un taller para el maquinado, manufactura o cualquier procedimiento metal-mecánico para la construcción de la unidad. Se ha hecho y por consejo de dichos talleres resulta ser poco viable (económicamente) la realización de este dispositivo. La cantidad y complejidad de moldes, personal, procesos CNC, soldadura, manufactura, etc. Tiene un costo que excede en mucho más del 300% del costo de materiales señalados en la Tabla 4.1.

[68] Precio por metro lineal.
[69] Precio por pie lineal, el rollo es de 4x50 ft (pedido mínimo de 50 ft). También se pueden adquirir eMPaques prefabricados con valor a 6 Dlls, con pedido minimo de 1000 unidades (Xingang,Tianjin).

4.2 Cotización para adquisición por medio de terceros.

Dentro del amplio número de diseños encontrados en el mercado se han seleccionado aquellos con características termo-hidráulicas semejantes al equipo presentado en este documento; cada uno de los modelos se presentan con sus características técnicas y su precio, la mayoría provienen de manufactura extranjera y la adquisición final contempla un costo extra que aquí no será tratado.

- *Propuesta 1*

Tabla 4. 2 Especificaciones técnicas de la propuesta 1

Detalles			
Marca	*Daniel*	Lugar de Origen	*Jiangxi, China*
Modelo	*BB60B-46D*	Condición	*Nuevo*
Presión de Trabajo	*10 [kg/m²]*	Gasto máximo	*35 [m³/hr]*
Certificación	*ISO9001-2008*	Garantía	*1 año*
Material de placas		*Acero Inoxidable A316* *Titanio, Titanio-Paladio* *Nickel* *Hastelloy*	
Material Empaques		*NBR (<135)* *EPDM (<180)* *Viton (<230)*	
Costo unitario		*US $ 10 000.00 ($ 126,400.00)*	

- *Propuesta 2*

Tabla 4. 3 Especificaciones técnicas de la propuesta 2

Detalles			
Marca	*Baonde*	Lugar de Origen	*Jiangsui, China*
Modelo	*LB100B*	Condición	*Nuevo*
Presión de Trabajo	*14 [kg/m²]*	Gasto máximo	*50 [m³/hr]*
Certificación	*CE,ROHS,UL,ISO WRAS CCS*	Garantía	*1 año*
Repuestos compatibles	*Alfa Laval TL10B*	Carga térmica max.	*200-800 [kW]*
Material de placas		*Acero Inoxidable A316* *Titanio, Titanio-Paladio*	
Material Empaques		*NBR (<135)* *EPDM (<180)* *Viton (<230)*	
Costo unitario		*US $ 12 000.00 ($ 151,680.00)*	

- *Propuesta 3*

Tabla 4. 4 Especificaciones técnicas de la propuesta 3

Detalles			
Marca	*Company AccuTherm*	Lugar de Origen	*Estados Unidos*
Modelo	*AT40F-20*	Condición	*Re-manufacturado*
Presión de Trabajo	*7 [kg/m²]*	Gasto máximo	*50 [m³/hr]*
Certificación	*ISO9001-2008*	Garantía	*1 año*
Repuestos compatibles	----------	Peso para transporte	*3,500 [lbs]*
Material de placas		*Acero Inoxidable A316*	
Material Empaques		*NBR (<135)* *EPDM (<180)* *Viton (<230)*	
Costo unitario		*US $ 12 000.00 ($ 151,680.00)*	

- *Propuesta 4*

Tabla 4. 5 Especificaciones técnicas de la propuesta 4

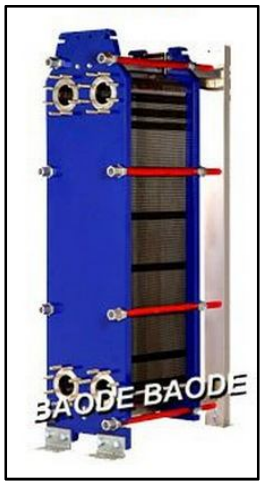
Detalles			
Marca	*Invensys APV*	Lugar de Origen	*Jiangsui, China*
Modelo	*Model R5 M-16*	Condición	*Usado*
Presión de Trabajo	*10.4 [kg/m²]*	Garantía	--------
Alto	*90 [in] (2,286 mm)*	Ancho	*22 [in] (0.56 mm)*
Repuestos compatibles	--------	Peso para transporte	*4,200 [lbs]*
Material de placas		*Acero Inoxidable A316* *Titanio, Titanio-Paladio*	
Material Empaques		*EPDM (<180)*	
Costo unitario		*US $ 13 500.00 ($ 170,640.00)*	

- *Propuesta 5*

Tabla 4. 6 Especificaciones técnicas de la propuesta 5

Detalles			
Marca	*APV Crepaco*	Lugar de Origen	*Estados Unidos*
Modelo	*SR14AP*	Condición	*Usado*
Presión de Trabajo	*10.4 [kg/m²]*	Puertos de entrada	*12 [in]*
Placas	*213*	Peso para transporte	*6,500 [lbs]*
Alto	*95 [in] (2,410 mm)*	Ancho	*40 [in] (1,015 mm)*
Material de placas		*Acero Inoxidable A316*	
Material Empaques		*NBR (<135)* *EPDM (<180)* *Viton (<230)*	
Costo unitario		*US $ 17 500.00 ($ 221,200.00)*	

Propuesta 1



Propuesta 2

Propuesta 3

Propuesta 4

Propuesta 5

Figura 4. 1 Ilustraciones de cada equipo según los detalles de propuesta citados en las tablas precedentes.[00]

Cada uno de los dispositivos propuestos son de importación: de China y algunos de Estados Unidos; en el costo señalado para cada uno no se toma en cuenta cobros por aranceles o algún otro tipo de gasto por importación (o exportación del país procedente incluso). Los equipos están un poco sobreestimados en área, el propósito es poder usar la unidad para futuros análisis físicos con una carga térmica mayor.

Es importante destacar que algunos de estos intercambiadores son compatibles con piezas de la empresa líder Alfa Laval (placas, empaques y accesorios en general), esto es importante ya que no se requiere de un proveedor especial para hacer reposición de piezas.

4.3 Conclusiones

Se han puesto sobremesa los costos por manufactura propia y costos de algunos equipos disponibles en el sector industrial, ahora se hace una discusión breve de estas dos perspectivas:

- Hacer una cotización para la realización del equipo da una clara visión sobre la complejidad de manufacturar y construir una unidad de este tipo, se aprecia una distancia nada estrecha entre los detalles teóricos y técnicos, y sobre todo la influencia económica en la implementación de dispositivos en cualquier sector terciario.

- El análisis de costos para manufactura hecho en un taller arroja costos por arriba del 400% del costo de materiales, la razón principal es que es un solo equipo el necesario por el momento, por ello se recurre a las unidades ya prediseñadas.

- Comparando los $ 384,129 pesos de únicamente los materiales para la manufactura del intercambiador de calor de placas aquí en México y el coste de la unidad más cara (ya construida) de $ 221,200 resulta más ventajoso desde un punto de vista económico el adquirir un ICP que hacerlo, incluso si los costos por importación llegaran a ser el 100% del valor de la unidad.

5. CONCLUSIONES

Introducción

Desde el punto de vista meramente académico esta sección presenta de forma sintetizada las ideas que han surgido a lo largo del desarrollo de esta tesis. Se enfocan detalles muy generales.

Se recuerda al lector que al final de cada capítulo hay una sección de conclusiones, la cual puede ser consultada para aclarar dudas más específicas.

.

5 CONCLUSIONES

El intercambiador de calor de placas presentado en esta tesis cumple con todas las características operativas del ciclo PWG desde un punto de vista teórico. Cabe señalar que el tamaño es relativamente mayor a las unidades convencionales, la razón, el acercamiento de temperaturas que se tiene entre ambos fluidos de trabajo y aunque en la práctica no se trabaja con acercamientos tan cerrados, el ciclo PWG así lo requiere y realmente vale la pena hacer el esfuerzo por "crear" el modelo físico de la planta de generación ya que promete tomar lugar en el sector eléctrico de manera sustentable.

Las condiciones operativas conducen a aspectos técnicos del ICP y en específico de las placas muy peculiares; el acercamiento es pequeño, la caída de presión muy restringida; el resultado, placas con un pinch muy bajo en el corrugado (3 mm aprox.) y la razón es simple, el problema se centró mayormente en determinar una gran área, si por otro lado se hubiera buscado una extraordinaria transferencia de calor eso lleva a incrementar la velocidad en los flujos, esto último provocaría una gran caída de presión.

El intercambiador que se presenta se diseñó para una carga térmica de casi 1000 [kW_t], es decir, una generación neta del ciclo de 100 [kW_e], para una generación eléctrica mayor se tendrá que hacer un redimensionamiento de los aspectos geométricos (principalmente en el tamaño de las placas), para lograrlo se cuenta con el conjunto de macros y la hoja de calculado realizadas ya que el análisis se facilita sin la necesidad de estar manipulando variables como: el ángulo, la iteración del área, la generación de gráficos, etc.; lo cual resulta tedioso específicamente al diseñar unidades de transferencia de calor.

En secciones previas se observó que el acero A316 (propuesto aquí) es un material poco conductor de energía térmica, sin embargo su concentración en Cromo (16% - 18%), Manganeso (2%) y Molibdeno (2% - 3%) relativamente alta aportan al hierro una extraordinaria resistencia a la corrosión química y localizada, adicionalmente se facilita la limpieza de las placas con este material, se recuerda que este material también es utilizado en el sector alimenticio. En cuanto al Viton®, material del que están hechos los empaques soporta sin problema alguno la temperatura y presión de operación, 140 ºC y 0.7 MPa respectivamente. Ambos materiales A316 y Viton® están ampliamente difundidos en el mercado, su acceso a compra no es complicado.

Los equipos diseñados por fabricantes usualmente tienen aplicaciones en el sector alimenticio, aun así, se pudo encontrar una unidad que cumple con las condiciones de operación. La adquisición de esta unidad tiene como propósito demostrar la efectividad y funcionamiento del ciclo PWG, el éxito del ciclo PWG al final de las pruebas conducirá a una producción del sistema de generación eléctrica a una escala relativamente mayor, para este punto la implementación del ICP presentado en esta tesis tendrá cabida ya que los gastos por costeo de manufactura se podrán cubrir, es por ello que igualmente se presentan los planos

de la unidad diseñada en el apéndice C y para el conjunto de componentes que conforman en totalidad el ICP. También se proporcionan planos, proveedores y los costos de material en la sección de bibliografías.

Dentro de la sección de cotizaciones se concluye de manera fehaciente que la adquisición de un equipo mediante compra es mucho más conveniente para esta etapa del proyecto de la PWG; como se observa la adquisición de materia prima para el equipo aquí en México es costosa y aun mucho más la construcción (manufactura y mano de obra principalmente). La siguiente etapa es el análisis de costos para el transporte y pago de costos por importación, ya que como se ha visto la mayoría de los equipos son de procedencia extranjera.

Como ya se ha mencionado, los archivos generados durante el diseño CAD se dejan a disposición para un futuro análisis CAE principalmente.

En el Apéndice D se trata el análisis de un ICP con placas planas, como se pueden visualizar los resultados, el área es mayor que en el ICP de placa corrugada, es de esperarse, pero en términos generales la caída de presión es similar; hay una variante primordial en este análisis, a diferencia de una placa corrugada, una placa plana no necesita de un excesivo proceso de manufactura, esto induce un gran ahorro monetario en la construcción de este: el pequeño incremento en el material (hoja de acero) es ampliamente compensado por el ahorro en maquinabilidad.

Desde un punto de vista personal y con los resultados teóricos obtenidos concluyo que es mejor la implementación de un intercambiador de calor de placas planas para el ciclo PWG, ya que aquí la variable primordial es el área y no es necesario un gasto monetario en incrementar la transferencia de energía térmica en el equipo si a costa de ello se tendrá excesiva caída de presión. Por otro lado, siempre se tendrá menor caída de presión en un intercambiador con placas planas aquí la otra condicionante será la incrustación localizada.

Los alcances de esta tesis son el diseño de un intercambiador de placas corrugadas para el ciclo PWG, un análisis más profundo aplicado al ICP de placas planas es necesario para poder visualizar las ventajas desde un punto de vista económico principalmente, el tema se tratara durante los estudios teóricos preliminares a la implementación del ciclo PWG, pero este documento finiquita en la propuesta del ICP de placas tipo Chevron.

6 SECCIÓN DE APÉNDICES

6.1 Apéndice A. ANÁLISIS DE CICLO PWG

En el capítulo 1 se hizo cita al ciclo PWG, a saber, una breve descripción del mismo de manera física y termodinámicamente operacional. El análisis del ciclo que se consideró en este trabajo opera bajo las siguientes consideraciones de funcionamiento para equipos (según la Tabla A.1)

Tabla A. 1 Datos Generales para cada uno de los equipos

Datos de los Equipos	
Eficiencia bomba de pozo %	82
Eficiencia turbina %	80
Eficiencia intercambiador %	95
ΔP del ICP (bar)	3
Acercamiento de temp del Intercambiador °C	3
Eficiencia bomba G %	82
Eficiencia bomba H %	82
Eficiencia Bomba de circulación %	82
Eficiencia del Condensador %	85

Los fluidos considerados son, agua tanto para el fluido del ciclo como para el fluido del yacimiento geotérmico. Se considera la parte del sistema de enfriamiento para el cual el fluido de operación es agua de igual manera. La esquematización del ciclo:

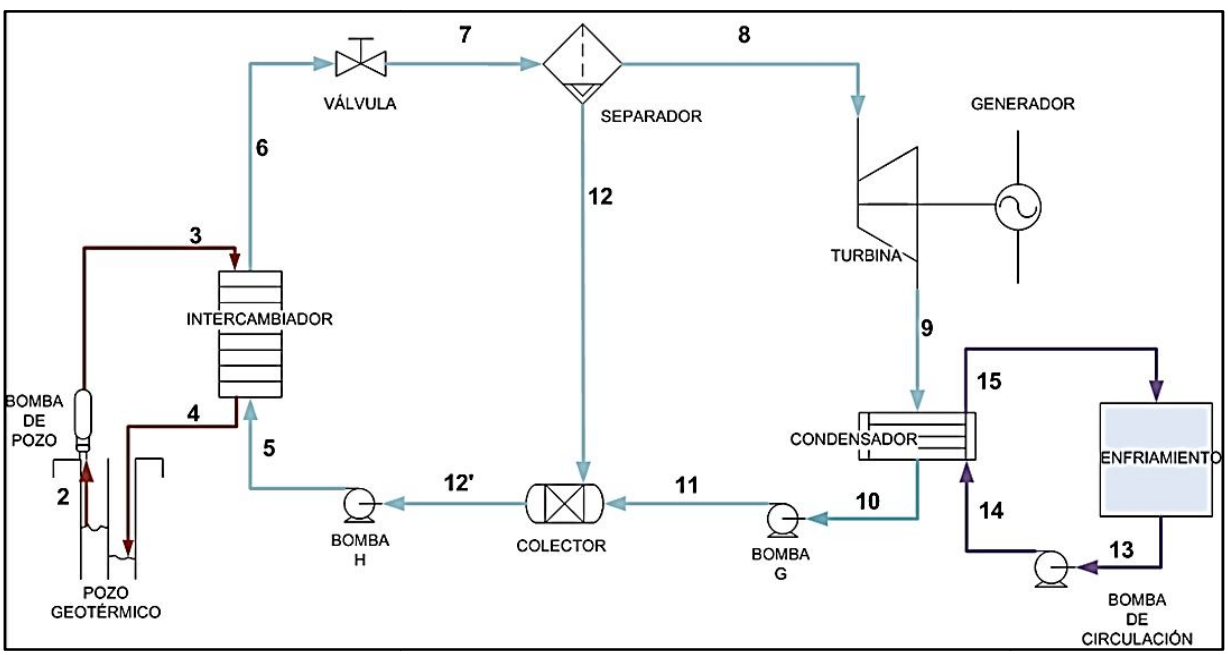


Figura A. 1 Representación gráfica del ciclo PWG, con sus respectivos puntos de análisis. (IMPULSA 2010)

El análisis cuantitativo del ciclo se presenta en la siguiente página, cada punto allí señalado corresponde a los estados según la Figura A.1

Punto	Recurso geotermico			Fluido de trabajo								Agua de enfriamiento		
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	12'	13	14	15
T (°C)	140,0	140,0	106,7	103,7	137,0	107,1	107,1	45,8	45,8	45,8	107,1	103,6	25,0	25,0	35,0
P(MPa)	0,362	0,662	0,362	0,632	0,332	0,130	0,130	0,010	0,010	0,130	0,130	0,130	0,100	0,400	0,300
Gasto(Kg/s)	6,95	6,95	6,95	6,64	6,64	6,64	0,377	0,377	0,377	0,377	6,26	5,64	23,14	23,14	23,14
Gasto(m3/s)	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,507	0,500	5,064	0,000	0,000	0,007	0,007	0,026	0,023	0,023
Densidad(Kg/m3)	926,134	925,255	953,543	955,500	928,789	13,109	0,755	0,075	989,833	989,381	953,133	955,701	906,607	997,177	994,121
Entalpia Liq(KJ/Kg)	589,2	589,6	447,7	435,2	576,3	---	---	2380,4	191,8	192,0	449,2	434,6	104,9	105,3	146,9
Entalpia Gas(KJ/Kg)	---	---	---	---	---	---	2686,6	---	---	---	---	---	---	---	---
Entalpia Mezcla (KJ/Kg	---	---	---	---	---	576,3	---	2380,4	---	---	---	---	---	---	---
Calidad(%)	0,000	---	---	---	0,000	0,057	1,000	0,915	0,000	---	0,000	0,000	---	---	---
Entrop Liq(KJ/Kg)	1,739	1,739	1,382	1,349	1,708	1,387	1,387	0,649	0,549	0,649	1,387	1,348	0,3672	---	---
EntropGas(KJ/Kg)	---	---	---	---	---	7,271	7,271	---	---	---	---	---	---	---	---
Entrop Mezcla (KJ/Kg)	---	---	---	---	---	1,721	---	7,511	---	---	---	---	---	---	---
Carga Tèrmica(KW)		986							826						903
Potencia Bomba(KW)	2,75			4,25						0,06			8,49		

Su eficiencia y generación neta de potencia en flecha (teórica)

Eficiencia termica %
10,1%

Potencia	
Bruta KW	Neta KW
115,54	100,00

Los datos de entrada para la caracterización del ICP en este trabajo son el flujo másico geotérmico (punto 2), La temperatura de entrada y salida del fluido geotérmico (puntos 3 y 4), la temperatura de entrada y salida del fluido del ciclo (puntos 5 y 6), así como el flujo másico en el ciclo (punto 5). Y la carga térmica (punto 3). Se buscó una generación de 100 kW.

6.2 Apéndice B. SELECCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO PARA LA CARACTERIZACIÓN DEL ICP

Este apéndice está enfocado al análisis de las diferentes expresiones matemáticas encontradas en la literatura para la predicción teórica de la transferencia de calor (coeficientes convectivos) y caída de presión en un intercambiador de calor de placas con corrugado tipo Chevron.

Cada una de las variables aquí presentadas se puede referenciar a la sección denominada Nomenclatura y, en cuyo caso lo requiera las expresiones algebraicas de las variables se encuentran en el capítulo 2. De acuerdo a la Figura 2.9 y a lo antes señalado, se tienen las siguientes expresiones[65]:

1. Martin (β en radianes; $10^o \leq \beta \leq 80^o$):

$$Nu_h = \frac{hD_e}{k} = 0.122\, Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6} \left[f\, Re^2 Sen\left(2\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)\right)\right]^{0.374}$$

$$Re_h = \emptyset\, Re$$

$$Nu_h = \emptyset\, Nu$$

$$f = \frac{1}{f_2^2}$$

$$f_2 = \frac{Cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)}{\left(0.18\, tan\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) + 0.36 Sen\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right) + \frac{f_0}{cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1 - Cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)}{\sqrt[2]{3.8\, f_1}}$$

Dónde:

$$f_0 = \begin{cases} \dfrac{64}{Re_h} & Para\ Re < 2000 \\ (1.8 log_{10}(Re_h) - 1.5)^{-2} & Para\ Re \geq 2000 \end{cases}$$

$$f_1 = \begin{cases} \dfrac{597}{Re_h} + 3.85 & Para\ Re < 2000 \\ \dfrac{39.0}{Re_h^{0.289}} & Para\ Re \geq 2000 \end{cases}$$

[65] Heat Exchangers, selection, Rating an Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Llu. Second Edition. CRC Press.

2. Chisholm and Wanniarachchi ($30^o \leq \beta \leq 80^o$; β en grados sexagesimales, $1000 \leq Re \leq 4000$)

$$Nu = \frac{hD_e}{k} = 0.72(Re)^{0.59}(Pr)^{0.4}\emptyset^{0.41}\left(\frac{90-\beta}{30}\right)^{0.66}$$

$$f = 0.8(Re)^{-0.25}\emptyset^{1.25}\left(\frac{90-\beta}{30}\right)^{3.6}$$

3. Wang and Sunden (β en grados sexagesimales; $10^o \leq \beta \leq 80^o$)

$$Nu = \frac{hD_e}{k} = 0.205\, Pr^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{1/6}\left(f\, Re^2 Sen(180-2\beta)\right)^{0.374}$$

$$f = \frac{1}{f_\psi^2}$$

$$f_\psi = \frac{Cos(90-\beta)}{\left(0.045\, tan(90-\beta) + 0.09Sen(90-\beta) + \frac{f_0}{cos(90-\beta)}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1-Cos(90-\beta)}{\sqrt[2]{3.8\, f_1}}$$

Dónde:

$$f_0 = \begin{cases} \frac{16}{Re} & Para\ Re < 2000 \\ (1.56\ln(Re) - 3.0)^{-2} & Para\ Re \geq 2000 \end{cases}$$

$$f_1 = \begin{cases} \frac{149}{Re} + 0.9625 & Para\ Re < 2000 \\ \frac{9.75}{Re^{0.289}} & Para\ Re \geq 2000 \end{cases}$$

4. Muley and Manglik ($30^o \leq \beta \leq 60^o$; $1 \leq \text{ø} \leq 1.5$; β en grados sexagesimales)

Para $Re \leq 400$

$$Nu = \frac{hD_e}{k} = 0.44(Re)^{0.5}(Pr)^{1/3}\left(\frac{\beta}{30}\right)^{0.38}\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

$$f = \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0.38}\left[\left(\frac{30.2}{Re}\right)^5 + \left(\frac{6.28}{Re^{0.5}}\right)^5\right]^{0.2}$$

Para Re > 1000

$$Nu = \frac{hD_e}{k} = [0.2668 - 0.006967\beta + 0.00007244\beta^2][20.78 - 50.94\phi + 41.1\phi^2 - 10.51\phi^3]\left\{Re^{\left[0.728+0.0543Sin\left(\frac{\pi\beta}{45}+3.7\right)\right]}\right\}\left[Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0.14}\right]$$

$$f = [2.917 - 0.1277\beta + 0.002016\beta^2][5.474 - 19.02\phi + 18.93\phi^2 - 5.341\phi^3]\left[Re^{-\left[0.2+0.0577Sin\left(\frac{\pi\beta}{45}+2.1\right)\right]}\right]$$

5. Kumar[66] ($10^o \leq \beta \leq 80^o$; β en grados sexagesimales)

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = C_h\, Re^n\, Pr^{1/3}\left(\frac{\mu_m}{\mu_w}\right)^{0.17}$$

$$f = \frac{K_p}{Re^m}$$

Esta ecuación fue propuesta por Kumar y los valores de las constantes $C_h, k_p, m\ y\ n$ se proporcionan en la Tabla B.1 para diferentes ángulos acotados por el número de Reynolds.

Tabla B. 1 Valores de constantes para expresiones de Kummar (Ambos fluidos en una sola fase)

Ángulo Chevron	Transferencia de Calor			Pérdida de Presión		
	Re	***Ch***	***n***	***Re***	***Kp***	***m***
≤30	≤10	0.718	0.349	<10	50.000	1.000
	<10	0.375	0.663	10-100	19.400	0.589
	----	----	----	>100	2.990	0.183
45	<10	0.718	0.349	<15	47.000	1.000
	10-100	0.400	0.598	15-300	12.290	0.652
	>100	0.300	0.663	>300	1.441	0.206
50	<20	0.630	0.333	<20	34.000	1.000
	20-300	0.291	0.591	20-300	11.250	0.631
	>300	0.130	0.732	>300	0.772	0.161
60	<20	0.562	0.326	<40	24.000	
	20-400	0.306	0.529	40-400	3.240	0.457
	>400	0.108	0.703	>400	0.760	0.215
>65	<20	0.562	0.326	<50	24.000	1.000
	20-500	0.331	0.503	50-500	2.800	0.451
	>500	0.087	0.718	>500	6.390	0.213

Como se puede observar, se han presentado expresiones para determinar el número de Nusselt (es decir, el coeficiente convectivo) y el factor de fricción. Cada una de las

[66] Kumar, H. The plate heat exchanger: Construction and design. 1st UK National Conferencie on Heat Exchanger. University of Leeds. 1984.

expresiones anteriores fue analizada para cada ángulo Chevron desde un valor de 20º a 80º sexagesimales con parámetros geométricos constantes (altura y ancho efectivo, pinch, longitud proyectada, espesor de placa) para la realización de los cálculos comparativos se utilizaron los parámetros geométricos propuestos en el Capítulo 3 (Tabla 3.3).

El análisis de las expresiones se hizo con ayuda de un conjunto de macros en una hoja de Excel; se tabularon la caída de presión, el coeficiente global de transferencia de Calor y el número de placas contra el ángulo Chevron; se consideró a estas las variables más importantes ya que son determinantes en el tamaño y operación de la unidad; y para visualizar mejor los resultados se presentan los siguientes gráficos:

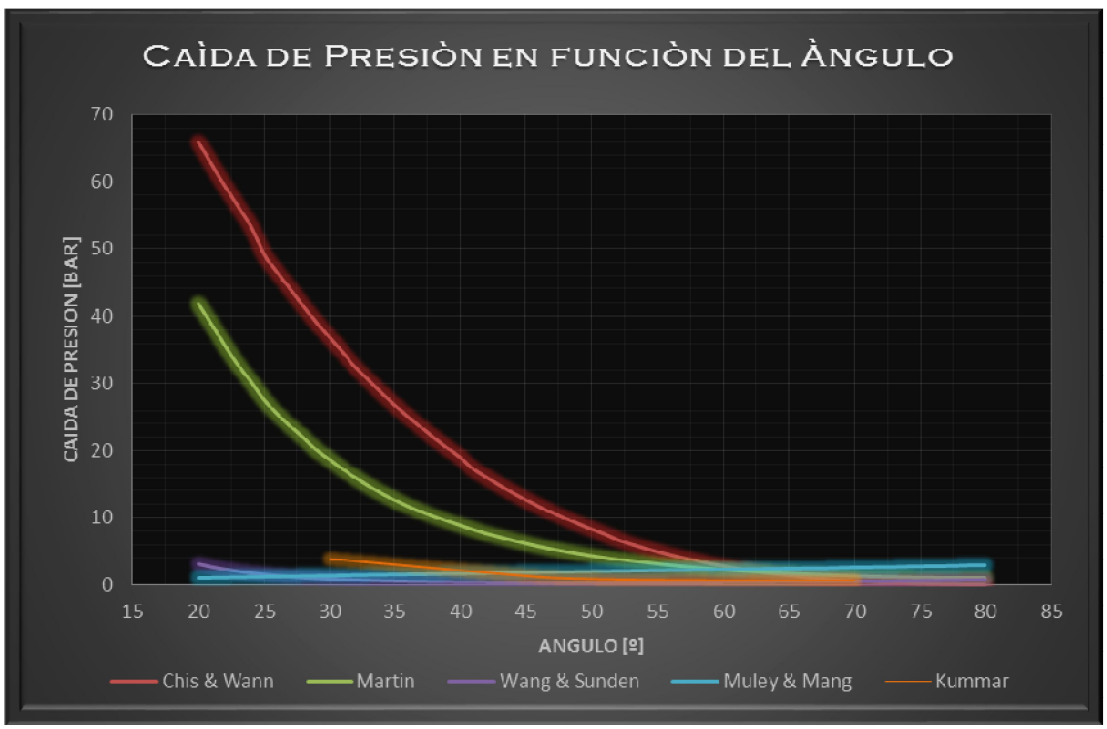


Figura B. 1 Gráficas para diversos autores: Martin, Chisholm & Wanarachchi, Wang & Sunden, Muley & Manglik, Kumar. (Caída de presión)

Como se observa la expresión de Martin, arroja elevadas caídas de presión y de coeficientes globales de transferencia para diversos valores de ángulos, adicionalmente la variación en el número de placas es mínima, la conclusión es que la expresión se utiliza para fluidos altamente viscosos, se recuerda que un ICP se utiliza en la industria alimenticia (lechera, de frutas, etc). Esta expresión es más adecuada para estas aplicaciones.

La expresión de Muley & Manglik parece estar muy alejada de los demás valores, pero revisando el rango de aplicación la ecuación se observa que solo es aplicable cuando en número de Reynolds es mayor a 1000, como se observa en la siguiente Figura B.2 en ningún momento se llega a dicha cifra, razón por la cual no se considera en el análisis.

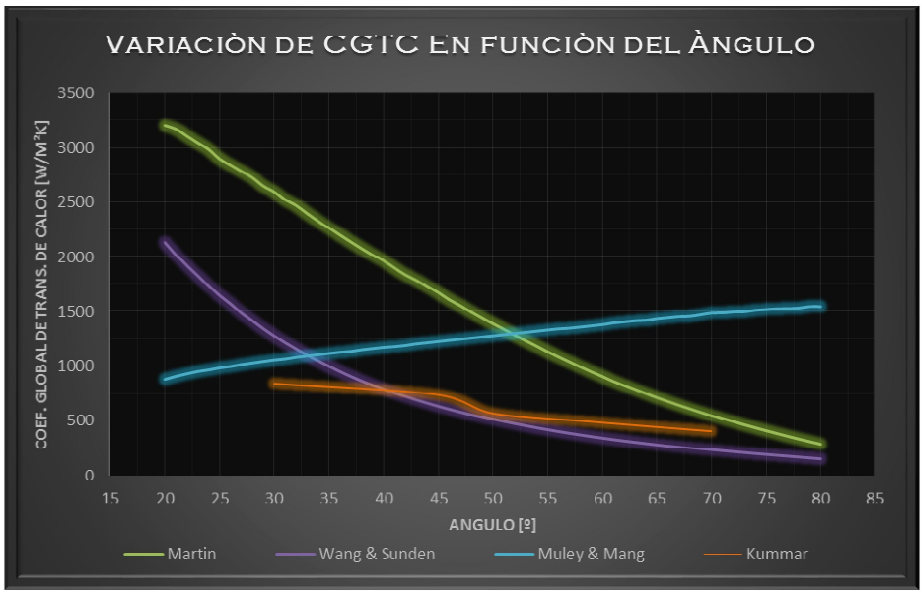


Figura B. 2 Gráficas para diversos autores: Martin, Chisholm & Wanarachchi, Wang & Sunden, Muley & Manglik, Kumar. (Coeficiente Global de transferencia de Calor)

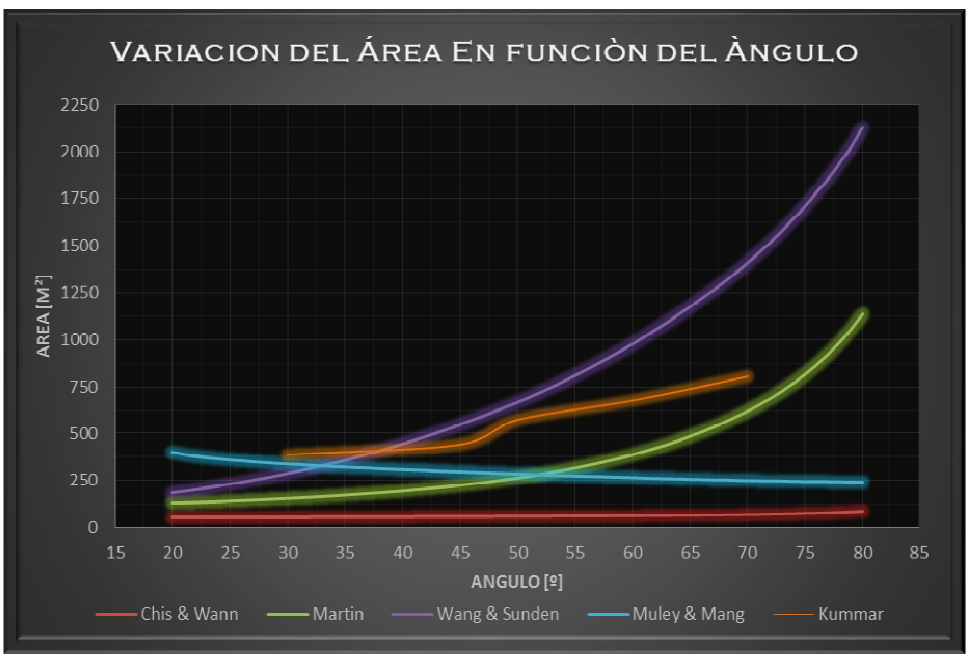


Figura B. 3 Gráficas para diversos autores: Martin, Chisholm & Wanarachchi, Wang & Sunden, Muley & Manglik, Kumar: (Área de Transferencia)

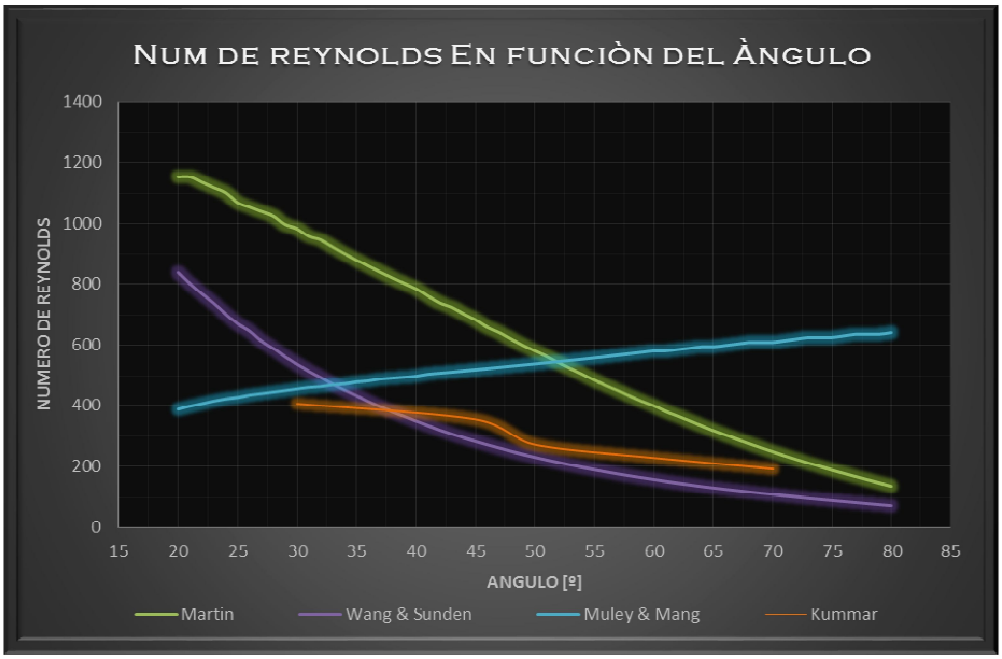


Figura B. 4 Variación del número de Reynolds para las ecuaciones de la presente sección (Se pone énfasis en la línea violeta, Muley & Manglik)

Por ello el análisis para la selección de la ecuaciones utilizada se centra en las expresiones de Martin, Wang & Sunden y Kumar. La de Martin se puede considerar como el punto crítico superior, ya que obtenemos un mínimo número de placas aunque nuestra caída de presión es mucho mayor a la de las otras expresiones; la expresión de Kumar está definida por intervalos muy puntuales y la confianza entre intervalos medios es poco alentadora; sin embargo la expresión de Wang & Sunden demuestra dar resultados conservadores, aunque el número de Reynolds y el coeficiente de transferencia global son bajos, también lo es la caída de presión; claro está que el número de placas (área neta) es mucho mayor.

Dadas las observaciones acerca del modelo de Wang & Sunden se tiene a éste como el más aceptable para la caracterización del ICP. La relación en el ahorro en caída de presión y el incremento en el área neta de transferencia es menor que en las otras expresiones.

6.3 Apéndice C. PLANOS DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

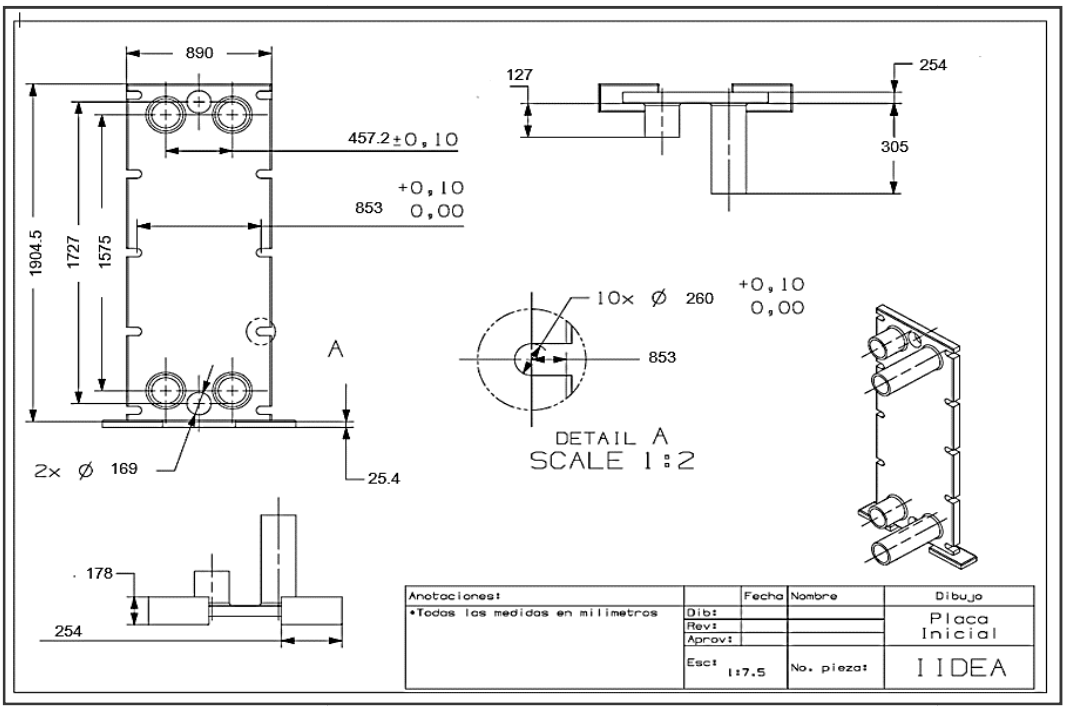


Figura C. 1 Plano de placa de contención inicial

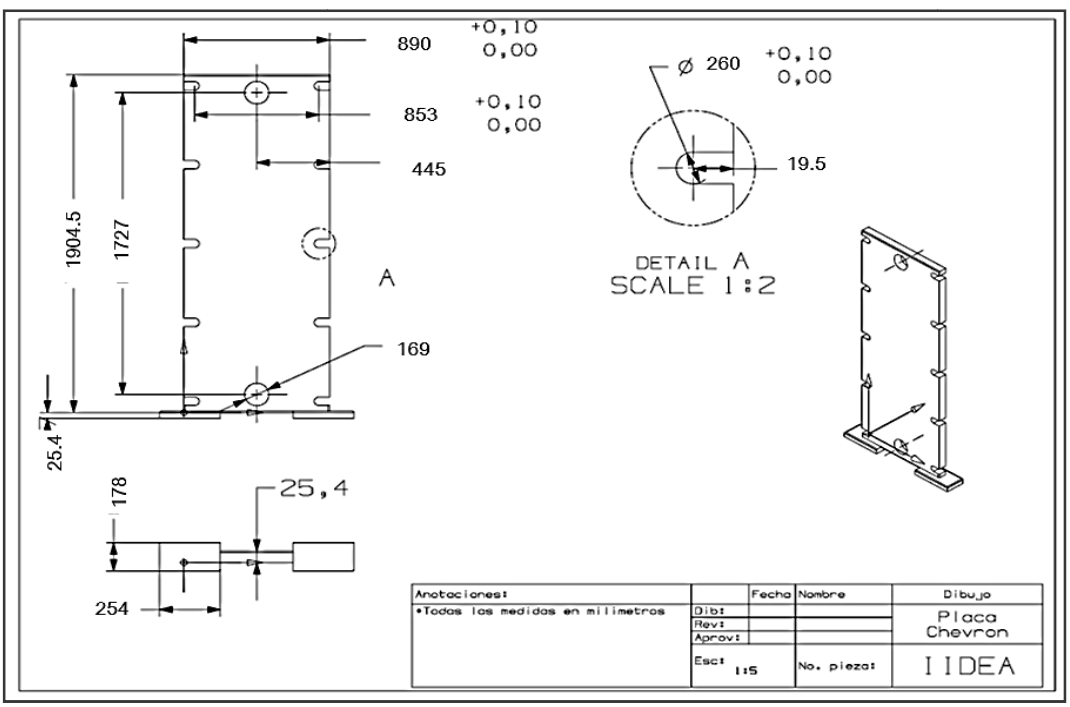


Figura C. 2 Plano de placa de contención final

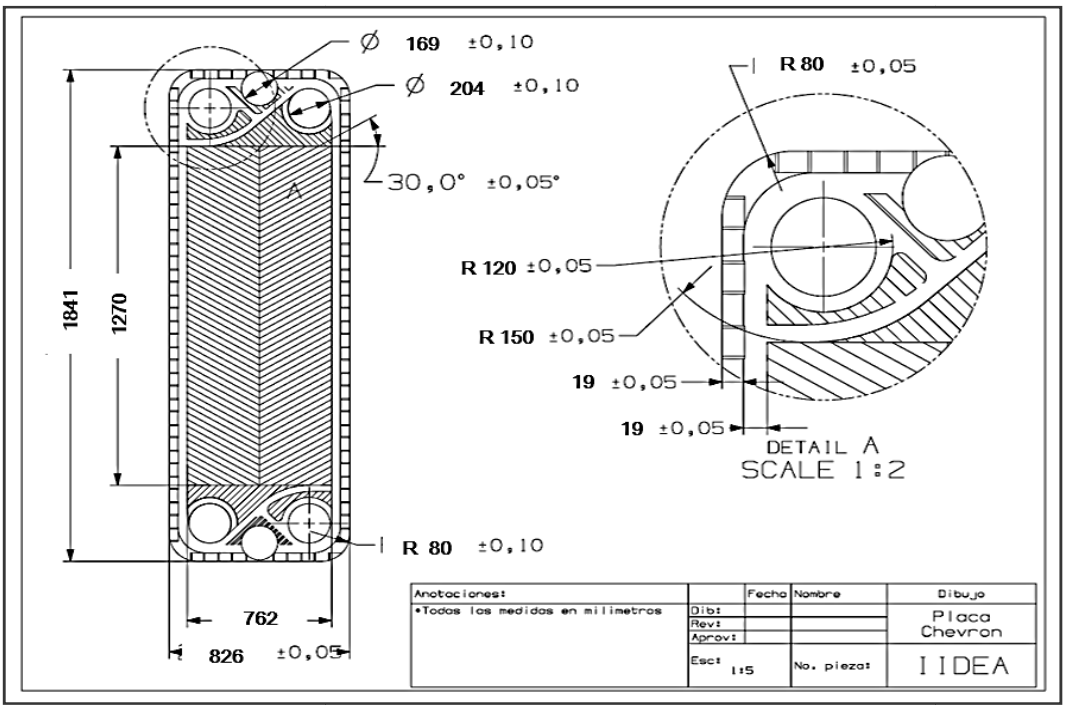


Figura C. 3 Plano de placa Chevron 1

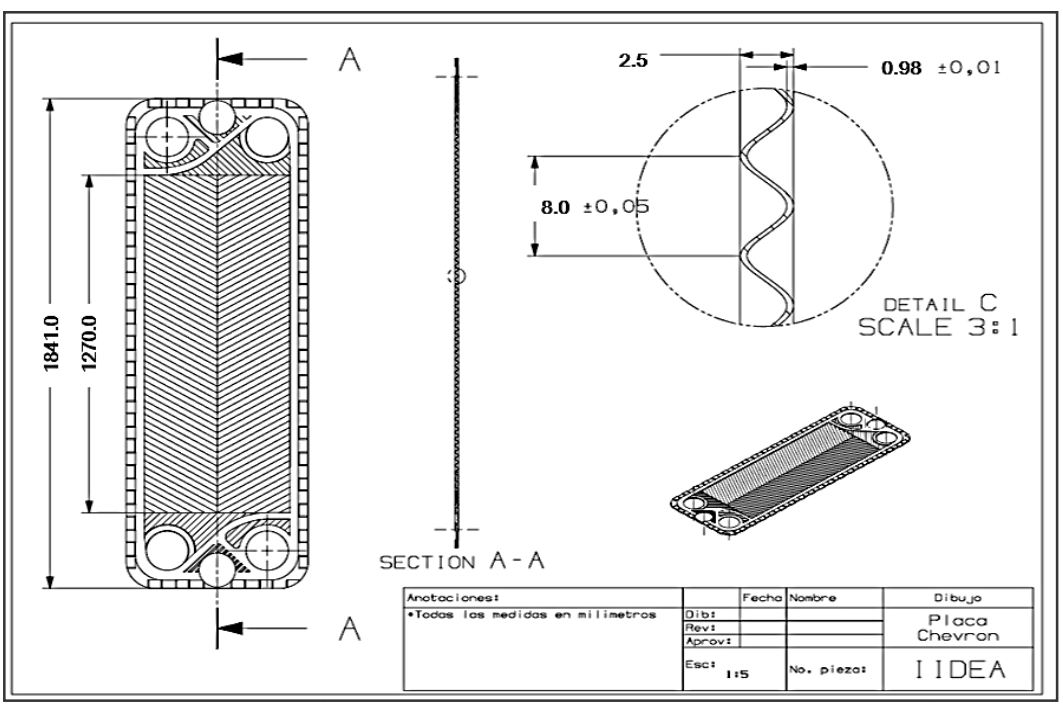


Figura C. 4 Plano de placa Chevron 2

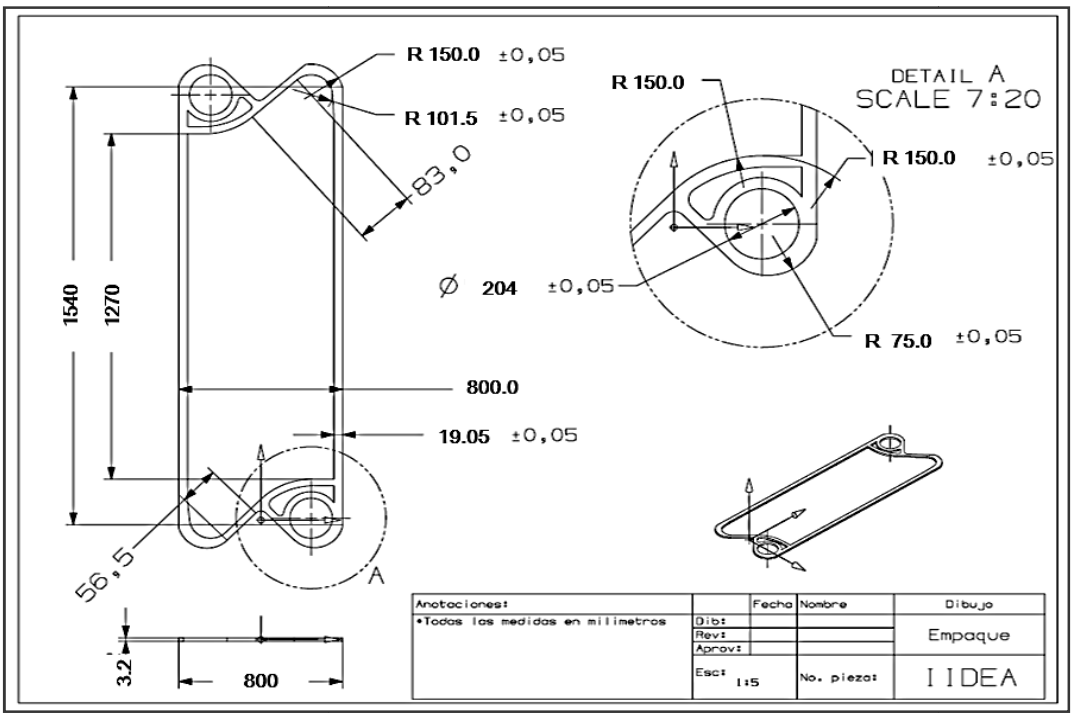


Figura C. 5 Plano de empaque para placa Chevron[67]

[67] Todos los planos, hechos por el autor.

6.4 Apéndice D. ANÁLISIS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PLANAS

En este apéndice se propone y analiza un modelo comparativo y, porque no alternativo, de un intercambiador de calor de placas, pero planas. La finalidad es discutir las ventajas y desventajas en comparación con el ICP de placas corrugadas, esto se realizara en las conclusiones, Capitulo 5. El modelo a utilizar[68] contempla los coeficientes convectivos para un fluido entre placas planas y una expresión para determinar la caída de presión en función del Reynolds:

$$h = 0.742\left(C_p\, G\right) Re^{-0.62} Pr^{-0.667} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad Re < 400$$

$$h = 0.2536 \left(\frac{k}{D_h}\right) Re^{0.65} Pr^{0.4} \qquad Re \geq 400$$

$$f = \frac{2.5}{Re^{0.3}}$$

La caída de presión se determina con la ecuación 19 (Capitulo 3). El coeficiente global de transferencia de calor, y demás cálculos desarrollados en el capítulo 2 se desarrollan utilizando las expresiones anteriores. Los parámetros geométricos utilizados aquí, son los mismos de la Tabla 3.3. En este caso se ha variado únicamente el espaciamiento entre placas para ver el efecto de esta variable en la caída de presión y el área de transferencia. Se tiene:

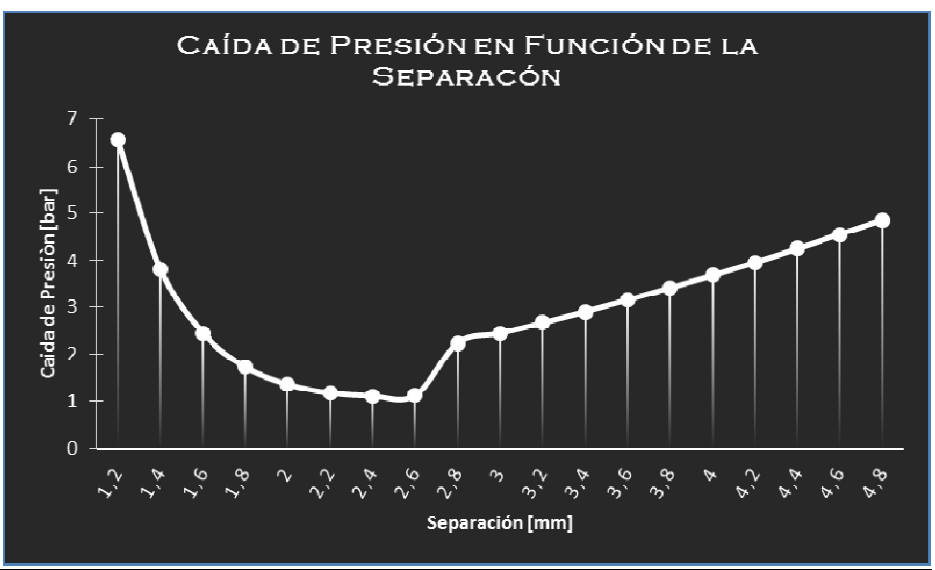


Figura D. 1 Gráfica que ilustra el efecto en caída de presión según la separación de las placas.

[68] Equipos de Transferencia de Calor, una guía de estudio. Javier Ignacio Carrero Mantilla. Universidad Nacional de Colombia. 1ra Edición. 2003.

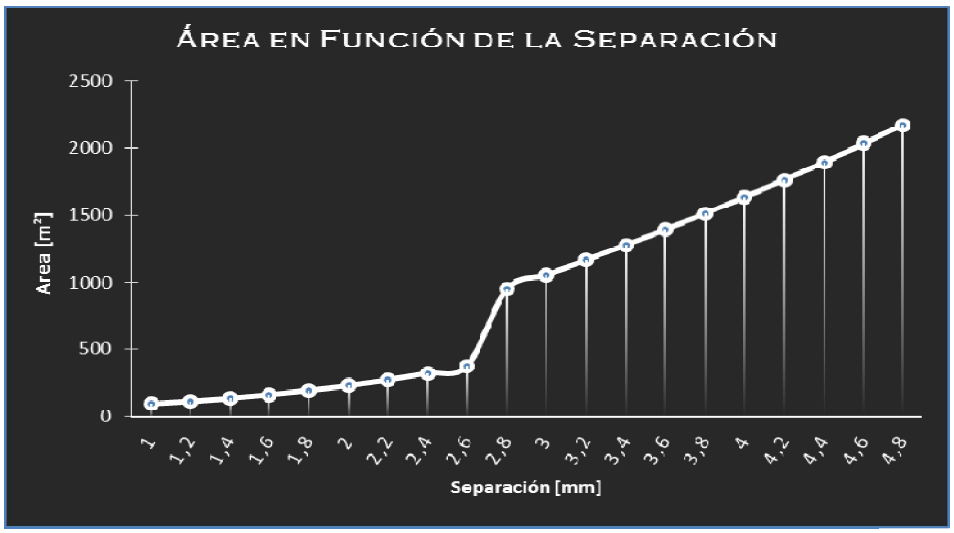


Figura D. 2 Gráfico que ilustra la variación en el área de transferencia de calor y la separación entre placas.

En ambas Gráficas se presenta una zona de discontinuidad (entre 2.6 y 3 exactamente) que hace referencia a una zona en donde tenemos cambio en el régimen de flujo del fluido, es decir, pasamos de régimen laminar a uno turbulento. Para fines de análisis esta zona ha sido omitida. A continuación se presenta una tabla de resultados semejante a la del capítulo 3, esto se concluye de manera más consistente en el capítulo 5.

Tabla D. 1 Resultados del análisis para un ICP de placas planas

Unidad		
Área de intercambio de calor (m²)		322
Número de placas		332
Diámetro puertos entrada [in]		8 in
Placas		
Espesor (m)	*Calibre 20*	0,00089
Espaciamiento (m)		0,0024
Ancho efectivo w (m)		0,762
Alto efectivo (Lh)		1,270
Densidad de área (m² / m³)		302
Operación		
	F geotérmico	F del ciclo
Tipo de fluido	Agua	Agua
Flujo másico (kg / s)	6.95	6.64
Presión entrada (MPa)	0,66	0,63
Temperatura entrada (ºC)	140,0	103,7
Presión salida (MPa)	0,549	0,525
Temperatura salida (ºC)	106,7	137,0
Caída de presión (bar)	1.106	1.046

7 BIBLIOGRAFÍA

ARTÍCULOS

1. Diseño Termo-Hidráulico De Intercambiadores De Calor De Plato Y Marco En Arreglo Simple Y Multi-Paso. Revista Mexicana De Ingeniería Química. Año/Vol 3, Numero 001
2. Laminar Flow In Chevron-Type Plate Heat Exchangers: Cfd Analysis Of Tortuosity, Shape Factor And Friction Factor.Carla S. Fernandes, Ricardo P. Dias,
3. Hydrodynamics And Thermal Characteristics Of Corrugated Channels: Computational Approach. M.A. Mehrabian, R. Poulter
4. Empirical Nusselt Number Correlation For Single Phase Flow Through A Plate Heat Exchanger. Ali Hashmi, Fraaz Tahir, Umair Hameed
5. Determinación Experimental Del Coeficiente De Convección Y El Factor De Fricción De Un Intercambiador De Placas. Fernando González Nerga. Tesis Universidad Carlos Iii De Madrid, Escuela Politécnica Superior
6. Air–Water Two-Phase Flow And Heat Transfer In A Plate Heat Exchanger. P. Vlasogiannis, G. Karagiannis, P. Argyropoulos, V. Bontozoglou
7. A Screening Method For The Optimal Selection Of Plate Heat Exchanger Configurations. J.M.Pinto* And J.A.W.Guthrs. Industries
8. Multipass Plate Heat Exchanger_Efectiveness-NTU Results And Guidelines For Selecting Pass Arregements. S.G Kandiklar, R. K. Shah. Mayo 1989.
9. Investigation Of The Performance Parameters Of An Experimental Plate Heat Exschangers In A Single Phase Flow. S. D. Pandey, V.K. Nema. Department Of Mechanical Engineering MN National Institute Of Technology. 2011
10. Experimental And Numerical Study Of The Flow And Heat Transfer In Plate Heat Exchangers Channels. Damir Dovic, Srecko Svaic. University Of Zagreb, Department Of Thermodynamics. 2004.
11. The Influence Of The Number Of Thermal Plates On Plate Heat Exchanger Performance. Ramesh K Shah, Satish G Kandiklar. Harrison Radiation Division, GM Corporation. Mechanical Engineering Department, Rochester Institute Of Technology
12. Performance Cuerves For Different Plate Heat Exchanger Configurations. Dr. Satish Kandiklar. Mechanical Engineering Department, Rochester Institute Of Technology
13. Flat Plate Heat Exchanger Design MTR Reactor Upgrading. Adel Alyan Fahmy Atomic Energy Authority, Reactors Department. Cairo, Egypt. January 2013.
14. Kumar, H. The plate heat exchanger: Construction and design. 1st UK National Conferencie on Heat Exchanger. University of Leeds. 1984.

LIBROS

15. Heat Exchangers, Selection, Rating And Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Llu. Second Edition. Crc Press.
16. Propuesta De Diseño De Un Intercambiador De Calor Tubular Para El Aprovechamiento De Recursos Geotérmicos De Baja Entalpía. Rodrigo Alarcón Flores. 2012. Tesis
17. Los Recursos Geotérmicos De Baja Entalpía: Una Opción En La Generación Eléctrica Y La Desalación De Agua De Mar. Oziel García Jaimes.2088. Tesis.
18. Heat Exchangers, Selection, Rating And Thermal Design. Sadik Kakac, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij. Third Edition. Crc Press.
19. Heat Transfer Equipment Design. R.K. Shah, Eleswarapu Chinna Subbarao, Ramesh A. Mashelkar. Hemisphere Publishing Corporation. 1988.
20. CoMPact Heat Exchangers: Selection, Design And Operation. J.E. Hesselgreaves. Gulf Professional Publishing. 2001.
21. Heat Exchanger Design Handbook. T. Kuppan. Ed. Taylor & Francis. 2000.
22. Termodinámica. Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Ed. Mcgraw Hill. Sexta Edición. 2009.
23. Transferencia De Calor. Yunus Cengel. 2ª. Edición. Capítulo 7, Pags. 367-450.
24. Heat Transfer With Applications Kirk D. Hagen Págs.. 352-353
25. How To Evaluate Film Coeficients For Heat Transfer Calculations B.E. Lauer Pág.. 4
26. Equipos de Transferencia de Calor, una guía de estudio. Javier Ignacio Carrero Mantilla. Universidad Nacional de Colombia. 1ra Edición. 2003.

PÁGINAS WEB

27. Http://Www.Flowgasket.Com/Importancia.Htm
28. Http://Extatico.Es/Blog_Ext/?P=66
29. Http://Www.Vega.Com/Downloads/Ba/31088-Es.Pdf
30. Http://Ferreteriascalzada.E-Licitacion.Com/Pdfsventasindustriales/12conexionbridas.Pdf
31. Http://Www.Provindus.Com.Py/Contenidos/Productos/Genebre/Catalogos/2835a.Pdf
32. Http://Www.Fnaempaques.Com/Productos/
33. Http://Www.Comercioindustrial.Net/Productos.Php?Id=Materialesdeempaques
34. Http://Es.Scribd.Com/Doc/24616185/Catalogo-Tecnico-Pernos-Y-Tuercas
35. Http://Www.Garniet.Org/Imagenes/Catalogo.Pdf
36. Http://Esparragos.Com.Mx/Catalogo.Pdf
37. Http://Www.Flowgasket.Com/Hnbr.Htm
38. Http://Www.Flowgasket.Com/Viton.Htm
39. Http://Www.Productos-Inoxidables.Es/Download/Catalog.Pdf
40. Http://Www.Protesa.Es/Descargas/Protesa%20manual%20general.Pdf
41. Http://Www.Acerosdelpacifico.Com.Mx/Especificaciones/Ahmsa147.Pdf
42. Http://Www.Distribuidoradeaceros.Com.Mx/Pub/Gallery/15/Specs.Pdf

43. Http://Www.Hierrossantander.Com/Hierros_Prontuario/Archivo/07-Productos%20planos%20laminados%20en%20caliente.Pdf
44. Http://Www.Corpacero.Com/Econtent/Library/Documents/Docnewsno99documentno43.Pdf
45. Http://Www.Goodfellow.Com/S/Acero-Inoxidable-Aisi-316-Hoja.Html
46. Http://Ingemecanica.Com/Tutorialsemanal/Tutorialn31.Html
47. Http://Es.Scribd.Com/Doc/2490353/Roscas
48. Http://Www.Sandmeyersteel.Com/Images/303-Spec-Sheet.Pdf
49. Http://Es.Scribd.Com/Doc/38095037/Manualunigraphicsnx
50. Http://Buy.Warco.Com/Parts/0044257515
51. Http://Www.Bluemaster.Es/Uploads/Descargas/Machos1.Pdf
52. Http://Www.Etb.Com.Mx/LISTA_DE_PRECIOS_ETB2012.Pdf
53. Http://Simexco.Com.Mx/Productos/Precios.Pdf
54. Http://Spanish.Alibaba.Com/Products/Rubber-Heat-Exchanger-Gasket.Html
55. Http://Www.Alibaba.Com/Products/468802812/Replace_30_Alfa_Laval_Plate_Heat.Htm
56. Http://Www.Alibaba.Com/Products/782899724/Equivalent_Alfa_Laval_Detachable_Plate_Heat.Html
57. Http://Www.Alibaba.Com/Productgs/675959616/High_Energy_Efficient_Gasket_Plate_Heat.Html