Universidad Técnica Federico Santa María
Departamento de Ingeniería Mecánica
Santiago - Chile




# Evaluación de la Prefactibilidad de la Instalación de una Planta Geotérmica en el sistema térmico Reloncaví - Región de Los Lagos

Arturo Esteban Gálvez Marín

Profesor Guía: Ph.D. Rodrigo Barraza Vicencio

Memoria de titulación para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico

Octubre, 2017

# Tabla de Contenidos

**Tabla de Contenidos** . . . . . I

**Índice de Figuras** . . . . . III

**Índice de Tablas** . . . . . V

**Nomenclatura** . . . . . VI

**1 Introducción** . . . . . **1**

**2 Objetivos** . . . . . **3**
2.1 Objetivo general . . . . . 3
2.2 Objetivos específicos . . . . . 3

**3 Alcances** . . . . . **4**

**4 Estado del Arte** . . . . . **5**
4.1 Antecedentes . . . . . 5
4.1.1 La geotermia en Chile . . . . . 6
4.2 Resumen geocientífico del Sistema de Reloncaví . . . . . 8
4.2.1 Mapa de favorabilidad geotérmica (Sernageomin) . . . . . 10
4.3 Localización del proyecto . . . . . 12
4.4 Campo geotérmico . . . . . 13
4.5 Tecnologías geotérmicas de generación eléctrica . . . . . 15
4.5.1 Plantas de vapor flash . . . . . 16
4.5.2 Plantas de vapor seco . . . . . 18
4.5.3 Plantas de ciclo binario . . . . . 19
4.6 Visión general de la tecnología binaria . . . . . 20
4.6.1 Opciones técnicas . . . . . 20
4.7 Implementación del proyecto . . . . . 26
4.7.1 Fases de desarrollo del proyecto y planificación . . . . . 26

**5 Metodología** . . . . . **29**
5.1 Caracterización del reservorio . . . . . 34
5.2 Selección del fluido de trabajo . . . . . 35
5.3 Selección de la configuración de la planta . . . . . 36
5.4 Modelo termodinámico . . . . . 37
5.4.1 Análisis de la turbina/generador . . . . . 37
5.4.2 Análisis torre de refrigeración/condensador . . . . . 37
5.4.3 Análisis bombas . . . . . 39
5.4.4 Análisis Intercambiadores de Calor . . . . . 39
5.5 Dimensionamiento intercambiadores de calor . . . . . 40
5.6 Dimensionamiento turbina . . . . . 43
5.7 Validación del modelo . . . . . 45

**6 Análisis técnico-económico** . . . . . **46**
6.1 Caso base . . . . . 49
6.1.1 Escenario 1: 135°C . . . . . 49
6.1.2 Escenario 2: 160°C . . . . . 51

6.1.3 Escenario 3: 180°C . . . 53
6.1.4 Resultados proyecto . . . 55
6.1.5 Análisis de sensibilidad: costos de perforación . . . 61

**7 Conclusiones . . . 63**

**8 Recomendaciones . . . 65**

**Referencias . . . 69**

**Anexo A Geoquímica del Sistema de Reloncaví [17] . . . 70**

**Anexo B Listado de equipos planta geotérmica binaria [12, 14] . . . 71**

**Anexo C Estimación de Costos . . . 76**
C.1 CapEx . . . 76
C.2 OpEx . . . 84

**Anexo D Correlación eficiencia turbina . . . 87**

**Anexo E Maximización de la producción de la planta . . . 88**

**Anexo F Minimización del costo específico . . . 89**

**Anexo G Análisis de sensibilidad: temperatura de reinyección . . . 90**

**Anexo H Costos, dimensión de equipos y parámetros del proyecto . . . 93**

**Anexo I Modelo EES: Ciclo saturado regenerativo . . . 95**

# Índice de Figuras


4.1 Capacidad geotérmica instalada mundial hasta el año 2016 (13,3 $GW_e$) . . . . . 5
4.2 Capacidad geotérmica planificada en desarrollo por país (2015) . . . . . 6
4.3 Potencial hidrotérmico convencional basado en el conocimiento actual de la geotermia en el país. Según los datos, Chile se posiciona como el tercer país con mayor potencial a nivel mundial . . . . . 6
4.4 Prospectos geotermales de la zona (a) Norte y (b) Centro-Sur de Chile [2] . . . . 7
4.5 Mapa de la ubicación de las emisiones termales y de las estructuras geológicas (fallas) que controlan el ambiente geotérmico de la región de Los Lagos. Asimismo, son presentadas las zonas geomorfológicas que dominan la región [17]. . . . . 9
4.6 Mapa de favorabilidad geotérmica construida por el Sernageomin de la Cordillera de los Andes en la región de Los Lagos [17]. Engrandecido se observa el sistema térmico de Reloncaví, que alcanza valores de favorabilidad que superan el 90 %. . 11
4.7 Eventual localización del proyecto . . . . . 12
4.8 Representación esquemática de un sistema geotérmico [29] . . . . . 14
4.9 Rango de entalpías de operación para distintas tecnologías geotérmicas de potencia [11] . . . . . 15
4.10 Esquema simplificado de la planta flash, mostrando el potencial para para ser extendida a doble y triple flash [8]. AP: alta presión, MP: media presión, BP: baja presión. . . . . 16
4.11 Planta geotérmica de Kizildere en Turquía. El establecimiento consta de un sistema de vapor de triple flash con dos unidades binarias acopladas. Las turbinas de vapor aportan 60 MW y las dos unidades binarias añaden 10 MW cada una. En (b) en primer plano se pueden ver las líneas de vapor de entrada a la turbina: MP(arriba), AP(almedio) y BP (abajo) [8, 12] . . . . . 17
4.12 The Geysers es el campo geotérmico más grande del mundo, posee un complejo de 23 plantas geotérmicas, esta localizado en las montañas de Mayacamas aproximadamente a 116 kilómetros al norte de San Francisco, California. En total, este campo posee una capacidad instalada de 1462 MW, extrayendo vapor de más de 350 pozos [31]. . . . . 18
4.13 Esquema simplificado de una central geotérmica binaria básica . . . . . 19
4.14 Comparación de ciclos multipresión y supercríticos [14] . . . . . 21
4.15 Configuración ciclo subcrítico con dos niveles de presión [8] . . . . . 22
4.16 Planta Tosunlar de doble nivel de presión y una única turbina [14] . . . . . 23
4.17 La planta de triple nivel de presión McGuinness Hills, úbicada en Nevada, Estados Unidos [14]. . . . . 24
4.18 Diagrama T-Q (izquierda) y diagrama T-s (derecha) para un ciclo supercrítico trabajando con R134a [14] . . . . . 25
4.19 Diagramas de flujo simplificados de un ciclo “bottoming” y combinado [14] . . . 26
5.1 Diagrama T-s, configuración de la planta y notaciones adoptadas para definir los puntos termodinámicos [37] . . . . . 29
5.2 Esquema de la metodología utilizada . . . . . 32
5.3 Notación adoptada para modelar los sub-intercambiadores de calor . . . . . 41
5.4 Curvas de eficiencia de las etapas de la turbina en función de la velocidad específica y la razón de flujo volumétrico [50] . . . . . 44
6.1 Resultados para un ciclo subcrítico con regeneración e isopentano como fluido de trabajo, con diferentes niveles de sobrecalentamiento . . . . . 46

6.2 Diagrama T-s para un ciclo saturado regenerativo con R245fa y distintas presiones de evaporación. En (a) un aumento de la presión es beneficioso porque aumentaría la eficiencia térmica del ciclo sin necesidad de renunciar a energía extraíble del fluido geotérmico, en (b) se obtiene el punto óptimo de eficiencia, y en (c) la eficiencia de recuperación comienza a disminuir implicando una reducción en la eficiencia global de la planta . . . . . 47
6.3 Repartición de costos para los ciclos obtenidos con n-Butano y R134a. Los costos son representativos de una planta estándar de gran escala (suminstro eléctrico) . 51
6.4 Costo total y costo específico neto de instalación para un reservorio con temperaturas de 135, 160 y 180°C . . . . . 56
6.5 Potencia neta alcanzable para distintas características en el reservorio Reloncaví. 59
6.6 Costos específicos de instalación para distintas eventuales condiciones en el reservorio Reloncaví. A medida que aumenta el potencial del reservorio o su temperatura, disminuye el costo por kW instalado . . . . . 59
6.7 Resultados económicos para distintas condiciones en el reservorio, en base a un precio eléctrico de 90 USD$/MWh. La transparencia de los puntos es proporcional al flujo másico extraído del reservorio. La TIR es en base al año 20 del flujo de caja del proyecto . . . . . 60
6.8 Precio requerido del contrato PPA para obtener un TIR (año 20) de (a) 10 % y (b) 12 % . . . . . 61
B.1 Intercambiador de calor de Carcasa y Tubos . . . . . 71
B.2 Intercambiador de calor de carcasa y tubos (modelo con forma horquilla) . . . . 72
B.3 Intercambiador de calor dispuesto como evaporador . . . . . 72
B.4 Intercambiador de calor de condensación refrigerado por agua . . . . . 73
B.5 Representación esquemática del banco de tubos de aletas del regenerador típico y su disposición en la salida de turbina . . . . . 74
B.6 Turbina axial . . . . . 74
C.1 Costo de pozos geotérmicos perforados en el año 1970 (azul) vs. línea de costo promedio de pozos de gas y petróleo (rojo) . . . . . 80
C.2 Curvas de costos de pozos utilizada. Curva alta, media y baja. . . . . 80
C.3 Planificación simplificada de desarrollo del proyecto geotérmico . . . . . 84
C.4 Línea de tendencia para la base de datos de los índices de precios (PPI) de intercambiadores de calor . . . . . 84
G.1 Comparación de tres distintos límites en la tempertura de reinyección: (a) $T_{lim,geo} = 70$°C, (b) $T_{lim,geo} = 90$°C y (c) $T_{lim,geo} = 110$°C. Los círculos y triángulos se refieren a ciclos saturados y supercríticos respectivamente . . . . . 91
G.2 Diagrama T-s para un ciclo supercrítico con R134a y una temperatura del reservorio de 160°C con dos diferentes grados de enfriamiento . . . . . 91
G.3 Comparación entre un ciclo con y sin regeneración, aplicado a un ciclo saturado con isopentano y con una temperatura del reservorio de 160°C . . . . . 92

# Índice de Tablas


4.1 Resumen de centrales geotérmicas flash por número de unidades generadoras y capacidad instalada (Diciembre 2014) [12] . . . 17
5.1 Parámetros fijos y variables adoptados para el análisis termodinámico . . . 30
5.2 Casos desarrollados con distintos enfoques en el diseño de la planta . . . 31
5.3 Características termofísicas de los fluidos orgánicos seleccionados para la evaluación 36
5.4 Configuraciones de ciclos investigadas . . . 36
5.5 Coeficientes de transferencia de calor $\bar{U}$ utilizados para el análisis . . . 42
5.6 Variables de diseño reportadas por la literatura para tres plantas operativas . . . 45
5.7 Resultados de la validación . . . 45
6.1 Comparación entre los resultados de las configuraciones óptimas de cada fluido con un recurso geotérmico de 135°C . . . 50
6.2 Comparación entre los resultados de las configuraciones óptimas de cada fluido con un recurso geotérmico de 160°C . . . 52
6.3 Comparación entre los resultados de las configuraciones óptimas de cada fluido con un recurso geotérmico de 180°C . . . 54
6.4 Variables financieras utilizadas para la evaluación . . . 57
6.5 Resultados tecno-económicos del proyecto para distintas temperaturas que se pudiesen encontrar en el reservorio de Reloncaví. Con el precio eléctrico considerado, una temperatura de 135°C no podría ofrecer utilidades al proyecto, ya que el costo de producir la energía es mayor al precio de compra . . . 58
6.6 Resultados del análisis de sensibilidad del costo de pozos aplicado a un ciclo regenerativo saturado con n-butano. El objetivo PPA es en base a un TIR en el año 20. . . . 62
A.1 Datos geoquímicos del Sistema Estero Reloncaví: temperatura de salida, temperatura profunda, entalpía de salida y profunda según geotermómetros K-Na y $SiO_2$. . . . 70
A.2 Temperaturas de reservorio según geotermometría gráfica de $Na^+$-$K^+$-$Mg^{2+}$-$Ca^{2+}$ y geotermómetro K-Na y $SiO_2$. La temperatura de reservorio estimada (en °C) corresponde a la estimación final basada en la interpretación de acuerdo a los datos geotermométricos y geoquímicos. . . . 70
C.1 Suposiciones para las correlaciones de los PHE y el recuperador . . . 82
C.2 Remuneración actualizada al año 2023 del personal de la planta geotérmica (USD) [45] . . . 85
C.3 Análisis de costos del mantenimiento y reemplazo de las bombas geotérmicas [45] 86
D.1 Coeficientes de regresión para la evaluación del rendimiento de cada etapa en función de $SP$, $V_{ratio}$ y $Ns$ [36] . . . 87
E.1 Comparación entre los resultados obtenidos con el caso base y un diseño optimizado para producir la máxima potencia . . . 88
F.1 Comparación entre los resultados obtenidos con el caso base y un diseño optimizado para minimizar el costo de la planta . . . 89
G.1 Temperaturas de reinyección para distintos tipos de sistemas geotérmicos (datos de 26 campos) [76] . . . 90

# Nomenclatura

***Abreviaciones***

C&T Intercambiador de calor de carcasa y tubos

CSP Energía de Concentración Solar

EES Engineering Equation Solver

GNCs Gases No Condensables

LMTD Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

NREL National Renewable Energy Laboratory

ORC Ciclo Orgánico de Rankine

VPN Valor Presente Neto

ZFLO Zona de Falla Liquiñe-Ofqui

***Subíndices***

$ap$ aproximación

$b$ bomba

$cond$ condensador

$des$ Desobrecalentador

$eco$ economizador

$elec$ eléctrica

$esp$ específico

$eva$ evaporador

$fill$ relleno de la torre de enfriamiento

$ft$ fluido de trabajo

$gf$ geofluido

$hex$ intecambiador de calor

$in$ entrada

$is$ isentrópica

| | |
|---|---|
| $LC$ | Lado Caliente |
| $LF$ | Lado Frío |
| $mec$ | mecánica |
| $out$ | salida |
| $PHE$ | Intercambiadores de Calor Primarios |
| $pp$ | punto pinch |
| $rec$ | recuperador |
| $sat$ | saturado |
| $sc$ | sobrecalentador |
| $SGV$ | Sistema de Generación de Vapor |
| $t$ | turbina |
| $vent$ | ventiladores |
| $w$ | agua de refrigeración |

***Símbolos***

| | |
|---|---|
| $\dot{m}$ | Flujo másico(kg/s) |
| $\epsilon$ | Efectividad |
| $\eta$ | Eficiencia |
| $A$ | Área ($m^2$) |
| $C$ | Costo ($) |
| $h$ | Entalpía (kJ/kg) |
| $p$ | Presión (bar) |
| $T$ | Temperatura ($^o$C) |

# 1. Introducción

Chile se sitúa geográficamente en una de la zonas geotérmicas más favorables del mundo, dada su privilegiada posición en el denominado "Cinturón de Fuego del Pacífico", y posee un potencial geotérmico suficiente para satisfacer gran parte de su demanda eléctrica. Un estudio de desarrollado por Alfredo Lahsen (1988)[1, 2] estimó un potencial de recursos geotérmicos técnica y económicamente explotables para la generación de energía eléctrica del orden de los 16.000 $MW_e$, posicionando a Chile como el tercer país con mayor potencial en el mundo según la Asociación de Energía Geotérmica [3], estos recursos corresponderían a fluidos geotérmicos con temperaturas mayores a los 150°C y localizadas a profundidades menores a los 3.000 $m$. Sin embargo, este es el potencial de localizaciones conocidas, y no necesariamente la suma de ellas respresenta el valor del potencial a lo largo del territorio nacional, el cual es aún mayor.

Por otro lado, la escasez del país de recursos energéticos convencionales para la generación de electricidad, obliga a importar cada año grandes cantidades de combustible fósil [4], lo que conlleva a Chile a ser un país subordinado a la inestabilidad y volatilidad de los precios en los mercados internacionales y las restricciones de abastecimiento que se puedan producir por fenómenos políticos, climáticos o de mercado. Sumándose a esto, se proyecta un crecimiento de la demanda de energía eléctrica en el periodo 2015-2030 de un poco más de 81 % [5].

El mercado Chileno estima que la matriz eléctrica será abastecida 100 % de energías renovables al 2050, mayor a la meta del 70 % que estableció el gobierno para el mismo año [6]. Actualmente Chile posee una capacidad instalada de Energías Renovables No Convencionales (ERNC) de 3.793 $MW_e$ (Marzo, 2017), correspondientes al 16,8 % de la capacidad instalada a nivel nacional, principalmente predominada por plantas solares fotovoltáicas (40,13 %) y eólicas (35,38 %) [7], las cuales son reconocidas por su variabilidad. Por ello, a medida que aumenten su porcentaje de contribución en la matriz eléctrica se comenzarán a presentar grandes inestabilidades en el sistema eléctrico. Para lograr el objetivo propuesto por el gobierno se debe disponer de una red estable y de tecnologías sustentables que puedan cumplir con este requerimiento, por ahora las únicas tecnologías renovables no convencionales que pueden proveer estas características son la concentración solar (CSP), la biomasa, las mini-hidro y la energía geotérmica, debido al alto factor de capacidad[1] que pueden alcanzar. En particular la geotermia es la única fuente de energía alternativa que puede suministrar energía de base o energía despachable[2] independientemente del clima [8]. Por esta razón, y por el gran potencial que posee Chile, resulta oportuno enfocar los recursos en el desarrollo de esta tecnología principalmente.

La energía geotérmica es una tecnología madura, probada a nivel mundial, con más de un siglo de implementación y no sólo proporciona una respuesta adecuada para suministrar electricidad en zonas aisladas, sino que además contribuye al progreso en la educación, la salud, la agricultura y muchas otras actividades que podrían ayudar a reducir la pobreza del sector. La gran ventaja de la geotermia es que pueden alcanzar factores de capacidad de hasta 95 % [9], por lo tanto pueden ser consideradas como centrales de generación de base y según la normativa chilena son despachadas en primer lugar pues tienen un costo marginal muy bajo (cercano a cero), lo que implica más seguridad para financiar sobre modelos de negocios basados en el

[1] El factor de capacidad de una central eléctrica es el cociente de la energía real generada por la planta durante un período (generalmente anual) y la energía generada si hubiera trabajado a plena carga durante ese mismo período, conforme a los valores nominales de los equipos.

[2] La capacidad de despacho se refiere a las fuentes de electricidad que pueden ser despachadas a petición de los operadores de la red o del propietario de la planta; Es decir, plantas generadoras que pueden ser encendidas o apagadas, o pueden ajustar su potencia de salida de acuerdo a un pedido.

precio del mercado spot. Esto es un mérito significativo ya que actualmente en el mercado nacional existe una clara falta de contratos de acuerdos de compra de energía (PPA) que fijen el precio a largo plazo y que con ello permitan a los proyectos ser financiados [10]. Adicionalmente esta tecnología no depende del precio de los combustibles ni de las condiciones climáticas locales, no presenta variaciones estacionarias o diarias, es un recurso natural autóctono de un alto potencial en el país, requiere una reducida superficie de instalación, no presenta emisiones de dióxido de carbono y tiene un impacto limitado sobre el entorno. Todo esto convierte a la geotermia en el recurso energético más prometedor en la actualidad. Es evidente entonces que con un apoyo financiero adecuado del sector privado y con políticas favorables del gobierno, la energía geotérmica se convertirá en una alternativa viable al petróleo y gas natural, y será una tecnología indispensable para lograr una matriz eléctrica 100 % renovable.

Desde un punto de vista técnico las centrales geotérmicas se pueden dividir básicamente en tres categorías: plantas flash, plantas de vapor seco y las plantas de ciclo binario. Las plantas binarias son las preferibles y las más eficientes para explotar recursos de baja y media entalpía (<200°C) [11-15]. Si se construyera un histograma de los recursos geotérmicos en todo el mundo ordenados por temperatura, estaría inclinado fuertemente hacia los recursos de baja temperatura [12], donde ni el ciclo de gas ni de vapor ofrecen una solución técnica y/o económicamente viable para generar energía eléctrica. En estos casos es de interés adoptar un Ciclo Orgánico de Rankine (ORC) [14], denominado para aplicaciones geotérmicas, plantas de ciclo binario. Hoy en día la central Ribeira Grande en Portugal es la planta geotérmica binaria operando a mayor temperatura (253°C) [16].

Hechas las consideraciones anteriores y en función del potencial de la zona centro-sur de Chile para poder desarrollar este tipo de tecnologías (plantas binarias), se ha seleccionado el sistema geotérmico del estero Reloncaví, ubicado en las comunas de Puerto Varas y Cochamó, región de Los Lagos, para la evaluación, en base a estudios desarrollados en la zona por el Servicio Nacional de Geología y Minería (Serngaeomin) [17] y por el Centro de Excelencia en Geotermia de Los Andes (CEGA) [18]. Estos estudios han efectuado campañas de exploración superficial en el sector y sus resultados han permitido concluir la existencia de un reservorio geotérmico con potencial energético, lo que respalda técnicamente la factibilidad de generación de energía eléctrica mediante el aprovechamiento sustentable del calor interno de la tierra. Las aguas asociadas a este reservorio geotermal, cuyo origen es exclusivamente meteórico, presentan temperaturas profundas que varían entre los 130 y 195 °C. Además, el mapa de favorabilidad geotérmica construido por el Sernageomin, a partir de la ponderación de los estudios geoquímicos (40 %), estructurales (30 %), geológicos (20 %) y volcánicos (10 %), indica valores de favorabilidad que superan el 90 % para la zona de Reloncaví [19].

Para el análisis se desarrolla un programa en el software Engineering Equation Solver (EES®) [20] que permite estimar tanto la producción eléctrica de la planta como la dimensión de los equipos principales y los parámetros de operación esenciales. Se evalúan varias opciones con el objetivo de determinar el planteamiento más adecuado para aprovechar el recurso geotérmico de Reloncaví, desde un punto de vista económico y técnico. Se proponen distintos diseños basados en diferentes factores que pueden influir en el éxito del proyecto. Finalmente, se evalúan distintas temperaturas en el reservorio y distintas tasas de extracción con el fin de abarcar todas las posibles condiciones que se pudiesen encontrar.

# 2. Objetivos

## 2.1. Objetivo general

El presente estudio tiene como objetivo general evaluar la prefactibilidad de la instalación de una planta geotérmica en el sistema geotérmico de Reloncaví, Región de Los Lagos.

## 2.2. Objetivos específicos

A partir del objetivo general se desprenden acciones que se consideran objetivos específicos del estudio, las cuales son:

- Analizar el estado del arte de las tecnologías geotérmicas para generación eléctrica.
- Evaluar distintos flujos másicos y fluidos de trabajo en el bloque de potencia.
- Proponer una configuración de ciclos de potencia que pueda considerar condiciones subcrítico/supercrítico, saturado/sobrecalentado y regenerativo/no regenerativo.
- Dimensionar los principales equipos de la planta geotérmica.
- Evaluar la prefactibilidad económica de la planta, utilizando indicadores clásicos (VAN, TIR, PRC) y un análisis de sensibilidad de variables relevantes.

## 3. Alcances

La estabilidad frente a cambios climáticos, y el bajo impacto ambiental de la energía geotérmica, la perfilan como una alternativa importante a desarrollarse en el mediano plazo en el territorio nacional. Sin embargo, la disponibilidad de conocimiento geológico y geoquímico básico orientado a la exploración geotérmica es aún limitado en el país, implicando un alto riesgo exploratorio.

Es importante destacar que el diseño de los proyectos de generación de energía geotérmica supone ajustes constantes a medida que se ejecuta la perforación de los pozos de exploración y se comienzan a definir las condiciones del reserovorio, por ende el valor del trabajo no está sólo en el hecho de que sirva como actualización a evaluaciones de este tipo sino de que presente una metodología sistemática para hacer análisis técnico-económicos rápidos y fiables que consideren todos los costos relacionados con los proyectos de esta índole, así como también considerando todos sus aspectos técnicos, facilitando el proceso de la toma de decisiones en fases preliminares del proyecto.

Debido a la gran incertidumbre en las propiedades del reservorio y del proyecto en general, se entrega una visión integral sobre el aprovechamiento de la fuente de calor del sistema de Reloncaví, suponiendo distintas caracterísitcas en el fluido geotérmico contenido en el reservorio, con el fin de abarcar globalmente el sistema. Se entregan criterios claros para el diseño de la planta geotérmica en función del potencial y la temperatura del depósito. Finalmente, el estudio se enfoca en la tecnología binaria, ya que las temperaturas estimadas en los estudios geocientíficos preliminares realizados en la zona suponen una tendencia hacia la utilización de este tipo de tecnología.

# 4. Estado del Arte

Las secciones incluidas en esta parte cubren temas relacionados con la naturaleza de los recursos de energía geotérmica, su potencial, tecnologías de conversión, sus equipos principales, así como las etapas de su desarrollo y una breve descripción de los estudios geocientíficos realizados en el sistema geotérmico de Reloncaví. Las secciones también destacan el mayor desafío en el desarrollo de la geotermia, es decir, el recurso geotérmico. La conversión de energía es la parte menos incierta de un proyecto geotérmico pero obviamente requiere diseños que aseguren una explotación económica del recurso durante la vida útil del proyecto. Los riesgos y desafíos están principalmente relacionados con la exploración, perforación y manejo del recurso. La optimización depende de la manera en que la configuración de la central eléctrica se adapta al recurso disponible.

## 4.1. Antecedentes

En 2016 el mercado mundial alcanzó una potencia total instalada de más de 13,3 $GW_e$ de energía geotérmica operando en 24 países (ver Figura 4.1). Asimismo, a finales del año 2015 habian 12,5 $GW_e$ de potenciales adiciones de capacidad en 82 países repartidos en aproximadamente 700 proyectos identificables. En la Figura 4.2 se ilustran las capacidades de adición planeadas en desarrollo por país actualizadas el 2015. Se espera que catorce de esos 82 países aporten 2 $GW_e$ de energía al mercado eléctrico durante los próximos 3-4 años basándose en la lista actual de proyectos en construcción con contratos de compra de energía, equipos pedidos y/o pozos perforados. En cuanto a estos proyectos en proceso, se espera que la industria geotérmica siga creciendo a un ritmo constante a nivel mundial, ya que estos proyectos adicionales aclararían la mayoría de los obstáculos de permisos y financiamiento. Este crecimiento constante es el resultado de un mayor tiempo de desarrollo de proyectos geotérmicos que crea una industria menos volátil y eventualmente se pronostica que el mercado global alcance los 18 $GW_e$ de capacidad en el 2021 [3].

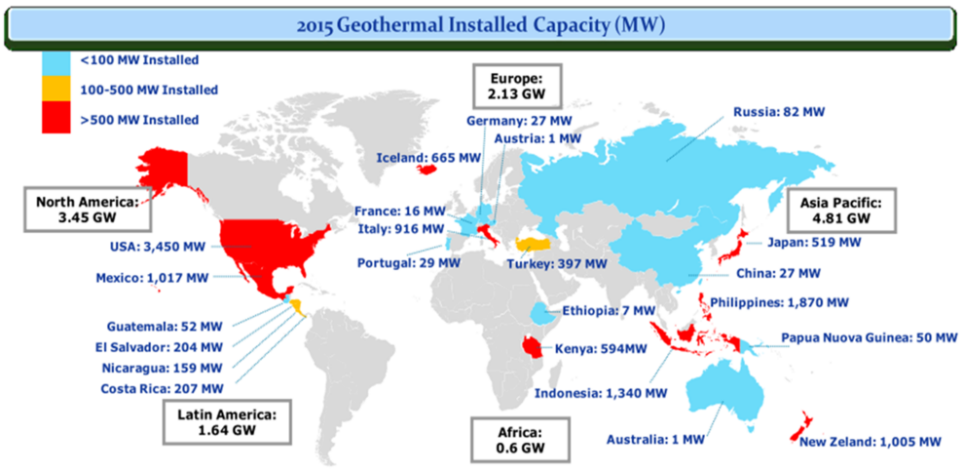



**Figura 4.1:** Capacidad geotérmica instalada mundial hasta el año 2016 (13,3 $GW_e$)

Según una recopilación de datos de la Asociación de Energía Geotérmica (GEA), hay más de 200 $GW_e$ de potencial hidrotérmico convencional disponible a nivel mundial basado en el conocimiento geológico y en la tecnología actual, esto quiere decir que sólo se ha aprovechado el 6-7 % del potencial mundial total de energía geotérmica. Las estimaciones que se enumeran

en la Figura 4.3 son potenciales a nivel nacional anunciados por los respectivos gobiernos de los países o trabajos publicados en revistas científicas validadas [3]. Los resultados de la recolección indican que Chile cuenta con el tercer mayor potencial geotérmico en el mundo, con un potencial equivalente a 16,000 $MW_e$ [2] , después de Indonesia y Japón.

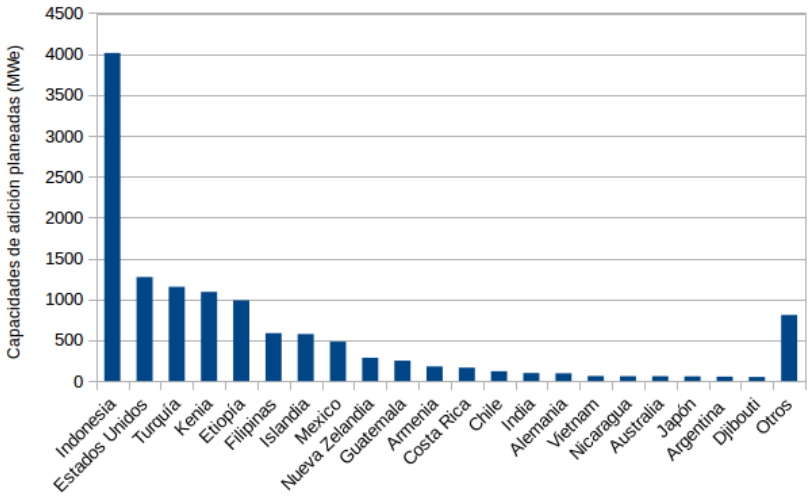



**Figura 4.2:** Capacidad geotérmica planificada en desarrollo por país (2015)

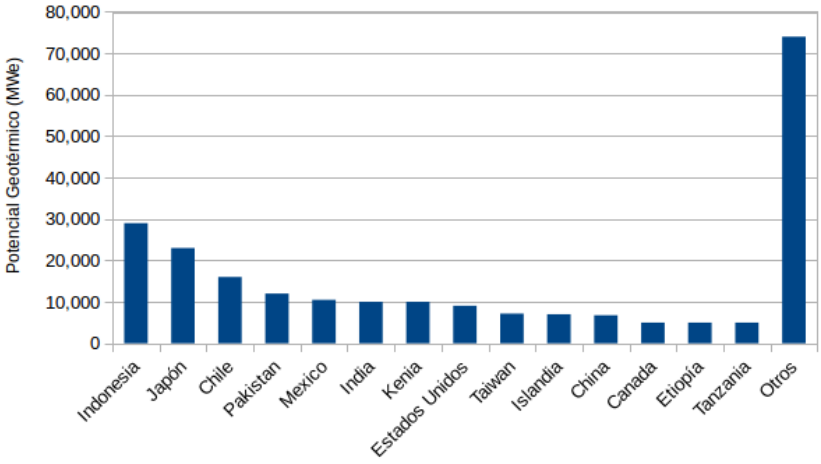
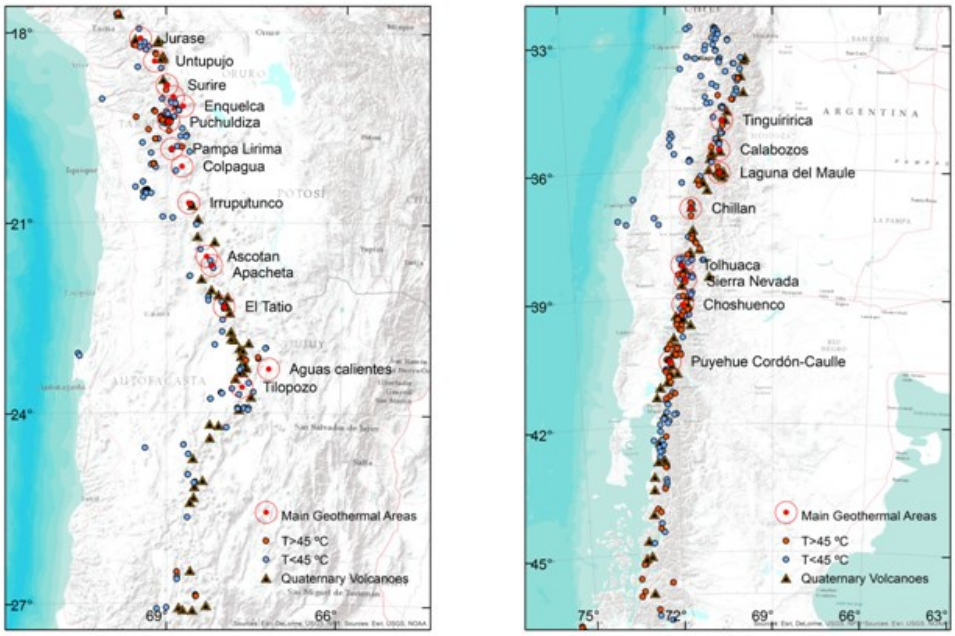



**Figura 4.3:** Potencial hidrotérmico convencional basado en el conocimiento actual de la geotermia en el país. Según los datos, Chile se posiciona como el tercer país con mayor potencial a nivel mundial

### 4.1.1. La geotermia en Chile

Chile es uno de las paises con mayor actividad volcánica del planeta, el país cuenta con cerca de un 20 % de los volcanes activos continentales, los cuales estan controlados principalmente por la convergencia de las placas litosféricas de Nazca y Sudamericana. Esencialmente dos zonas volcánicas pueden ser distinguidas dentro de Los Andes de Chile: La Zona Volcánica Norte (ZVN) (17° - 28°$S$) y la Zona Volcánica Central-Sur (ZVCS) (33° - 46°$S$), ambas paralelas a la Cordillera de la Costa (Figura 4.4). Un estudio preliminar de las dos zonas geotérmicas asociadas a volcanismo cuaternario (ZVN y ZVCS) estima un potencial del orden de los 16 $GW_e$, contenidos en fluidos geotérmicos con temperaturas mayores a los 150 °C y localizadas a

profundidades menores a los 3000 $m$ [1]. Actualmente, el arco volcánico Andino representa una de las mayores provincias geotérmicas no desarrolladas del mundo.




**(a)** **(b)**

**Figura 4.4:** Prospectos geotermales de la zona (a) Norte y (b) Centro-Sur de Chile [2]

La zona geotérmica Norte de Chile (Figura 4.4a) tiene alrededor de 90 sectores termales identificados [21], 7 concesiones de exploración vigentes y 13 concesiones de exploración vencidas pero con derecho exclusivo de prórroga [1], de las cuales solamente dos han solicitado prórroga (Marzo 2017). Se han otorgado concesiones de explotación para los campos geotérmicos Apacheta, El Tatio, La Torta y Olca. La central Cerro Pabellón, localizada en la comuna de Ollagüe (Apacheta), 100 km al noreste de la ciudad de Calama en la región de Antofagasta (II), comenzó a operar el 31 de Marzo de 2017 convirténdose en la primera planta geotérmica de Chile y Sudamérica. La instalación esta compuesta por dos unidades de vapor flash de una potencia instalada bruta de 24 MW cada una y es propiedad de Geotérmica del Norte S.A., una empresa conjunta controlada por Enel Green Power (81,7 %) y ENAP (18,3 %). La planta fue construida por Ormat Technologies [22] y el establecimiento incluye hasta 20 pozos geotérmicos perforados a profundidades de entre 1.900 y 2.700 metros. La energía producida es inyectada directamente al SING mediante una línea de transmisión de 220 kV que recorre 73 km desde la planta hasta la subestación El Abra [23]. En pleno funcionamiento la planta es capaz de producir alrededor de 340 GWh al año, lo que equivale a las necesidades de consumo de más de 165 mil hogares. Por otro lado, el proyecto El Tatio, uno de los que alcanzo el mayor avance del país, ha sido cancelado el año 2015 debido a que la empresa no cumplía con los requisito ambientales y de seguridad [2].

En la zona geotermal Centro-Sur de Chile (Figura 4.4b) hay más de 200 áreas geotérmicas

[1]Es aquella concesión de exploración cuyo período de vigencia ya caducó, no obstante el titular posee un derecho exclusivo a que el Estado le otorgue la concesión de explotación sobre la respectiva área de exploración. Este derecho se puede ejercer hasta dos años después de vencida la concesión de exploración.

[21], 8 concesiones de explotación y 6 concesiones de exploración vigentes y/o con derecho exclusivo (Marzo 2017). Los estudios de explotación más avanzados se encuentran en las zonas de Tinguiririca, Laguna del Maule y Chillán [24]. La mayor parte de las concesiones adjudicadas en la zona centro-sur de Chile son para uso de calor directo, debido a la predominancia de recursos geotérmicos de baja y mediana entalpía. De las 8 concesiones de explotación, cuatro se encuentran en la región de Los Lagos, de las cuales tres pertenecen a la provincia de Osorno y una a la de Llanquihue.

## 4.2. Resumen geocientífico del Sistema de Reloncaví

La décima región de Los Lagos está ubicada en la zona volcánica centro-sur [25], específicamente entre las latitudes 40º y 44ºS, mostrando un volcanismo grande y activo. Esta región se encuentra en un ambiente dominado por la presencia de la Zona de Falla Liquiñe-Ofqui (ZFLO)[26], correspondiente a un conjunto de fallas y fracturas con una orientación predominante NNE-SSO de movimiento dextral y sinistral[1] (Figura 4.5), estas estructuras determinan la distribución de los centros volcánicos dentro de toda su extensión, así como la de las aguas termales. La ZFLO es la megaestructura dominante de la zona volcánica sur, y esta asociada a un sistema de fallas del intra-arco[2] de unos 1.200 km de longitud y 80-150 km de ancho. Coexistiendo en la Cordillera de Los Andes con la ZFLO, hay un conjunto estructural de orientación NO-SE asociada a fallas profundas y antiguas del basamento metamórfico de la Cordillera de la Costa y la Depresión Central, denominada Zona de Falla del Basamento (ZFB). Esta corresponde a un conjunto de fallas pre-andinas (Paleozoico-Triásico temprano) de basamento que, dada su disposición en planta desorientada respecto a los esfuerzos actuales en el intra-arco, se caracteriza como un sistema estructural desacoplado respecto al tensor de esfuerzos actual en el intra-arco [17, 18].

Asociadas a estas fallas, alrededor del estero de Reloncaví, hay manifestaciones termales que poseen las siguientes temperaturas de norte a sur: 28-70ºC en las termas de Ralún, 23-29ºC en las termas de Rollizos, ∼26ºC en las termas de Cochamó-Las Conchas, 20-35ºC en las termas de Sotomó y 25-36ºC en las termas de Puelo (Figura 4.5)[17].

De acuerdo a los catastros realizados por Hauser (1997)[21] y Pérez (1999)[27], la actual región de Los Lagos presenta 32 manifestaciones termales a lo largo de la Cordillera Andina. Según las características geológicas-estructurales de la Cordillera de Los Andes, sumadas a la distribución de las emisiones termales y las características geoquímicas de los fluidos en dichas emisiones, se ha determinado la existencia de 3 ambientes termales en la región, los cuales han sido denominados como: Ambiente Volcánico, Ambiente Zona de Falla Liquiñe-Ofqui Marino (ZFLO Marino) y Ambiente Zona de Falla Liquiñe-Ofqui Continental (ZFLO Continental) [17]. En la Figura 4.5 se pueden observar las manifestaciones termales controladas por cada uno de estos ambientes geotérmicos así como también las tres zonas morfoestructurales que definen la región: Cordillera de la Costa en gris, Depresión Central en amarillo y Cordillera Principal (Cordillera de Los Andes) en pardo anaranjado.

[1] En geología los términos sinistral y dextral se refieren a la componente horizontal de movimiento de bloques a ambos lados de una falla. Estos son términos de dirección relativa, ya que el movimiento de los bloques se describen uno con relación al otro cuando se ven desde arriba. El movimiento es sinistral cuando el bloque opuesto al que ocupa el observador se mueve a la izquierda, y dextral cuando el bloque se mueve a la derecha.

[2] El intra-arco es una cuenca sedimentaria que existe en medio de un arco volcánico. Al estar ubicado junto a los volcanes, el intra-arco tiende a albergar secuencias sedimentarias de estos.

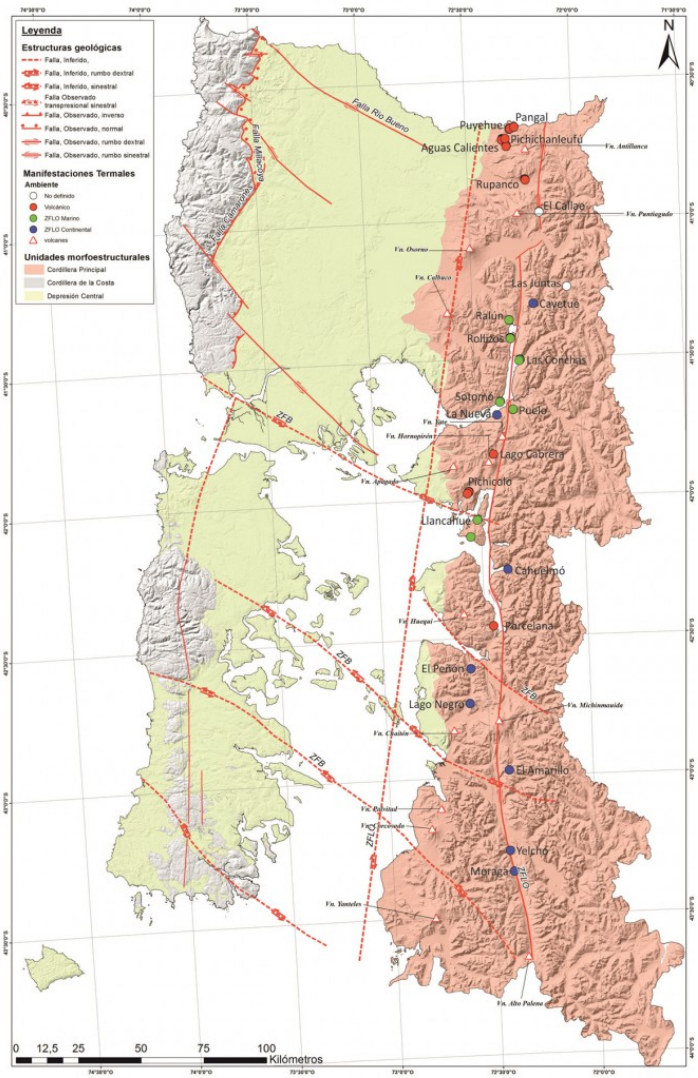



**Figura 4.5:** Mapa de la ubicación de las emisiones termales y de las estructuras geológicas (fallas) que controlan el ambiente geotérmico de la región de Los Lagos. Asimismo, son presentadas las zonas geomorfológicas que dominan la región [17].

De esta forma, el ambiente ZFLO Marino está constituido por dos sistemas termales; 1) Estero Reloncaví, compuesto por las emisiones de Ralún, Rollizos, Cochamó-Las Conchas, Sotomó y Puelo, las cuales se encuentran mayormente al borde del estero Reloncaví y se emplazan en rocas correspondientes al batolito norpatagónico, e 2) Isla Llancahué, formada por la emisión del mismo nombre. De acuerdo a las características químicas, se ha determinado que el sistema Estero Reloncaví estaría constituido por un reservorio común cuya temperatura probable varía en un rango de 130-195°C, basado en geotermometría gráfica de $Na^+$-$K^+$-$Mg^{2+}$-$Ca^{2+}$, lo que corresponde a una entalpía máxima de 830 kJ/kg [17]. Mediante el análisis de $Cl^-$ y la entalpía (calculo basado en geotermometría de K-Na y $SiO_2$) se ha estimado que el reservorio profundo podría presentar una temperatura máxima de 267°C, entalpía de 1.170 kJ/kg, y una concentración máxima de $Cl^-$ de 349 mg/L. Aunque el proceso de ebullición parece ocurrir en este sistema, el principal proceso secundario que afecta la composición original del fluido corresponde a la mezcla con agua de origen marino, cuyo valor referencial para el estero Reloncaví en la zona costera es de 2.780 mg/L para el $Cl^-$, lo que explicaría las mayores concentraciones de este anión en cada una de las emisiones respecto al reservorio original [17].

### 4.2.1. Mapa de favorabilidad geotérmica (Sernageomin)

Sernageomin ha desarrollado un extenso estudio geocientífico en la zona de interés y en base a sus resultados construyó un mapa de favorabilidad geotérmica para la región de Los Lagos. La favorabilidad geotérmica es una medida cualitativa de la posible existencia de recursos geotermales en una determinada zona, en base a la integración ponderada de los parámetros espaciales considerados relevantes en el control del fenómeno geotérmico, tales como; localización de fuentes termales, geología regional (e.g. centros volcánicos cuaternarios y rocas volcánicas), distribución de fallas, localización y extensión de acuíferos, termometría, gradientes geotérmicos, flujo de calor superficial, entre otros [17].

En la Cordillera de los Andes de la región de Los Lagos, los sistemas geotérmicos están asociados a sistemas volcánicos y rasgos estructurales de carácter regional, en un bloque litológico relativamente homogéneo constituido principalmente de rocas intrusivas asociadas al batolito norpatagónico[1] y con diversos grados de fallamiento [17]. Por lo tanto, los parámetros relevantes que controlan la favorabilidad geotérmica en la zona de estudio y la utilizada para construir el mapa de favorabilidad presentado en Figura 4.6, fueron:

1. temperatura profunda de los fluidos emitidos desde manifestaciones superficiales (40 %);
2. patrón estructural a nivel regional y distribución de fallas y lineamientos (30 %);
3. distribución de las unidades litológicas permeables (20 %);
4. distribución y edad de los depósitos asociados a centros eruptivos (10 %) [17].

El principal control de la favorabilidad geotérmica en el sistema del Estero Reloncaví corresponde al parámetro estructural, representando la zona con la mayor densidad de fallas en régimen extensivo. Adicionalmente, y de forma secundaria, los parámetros geoquímicos (localización y características geoquímicas) incrementan la favorabilidad en la zona. Los porcentajes de favorabilidad son máximos en las vecindades de la traza principal de la ZFLO, la cual está constituida por dos trazas principales paralelas, formando un bajo topográfico y estructural tipo graben[2] entre ambas. El patrón estructural favorecería la circulación de fluidos a través de ellas, lo cual coincide con la distribución de las manifestaciones termales, las cuales se emplazan dentro del graben previamente definido y/o directamente emplazadas sobre las trazas de ZFLO. Este sistema carece de niveles expuestos con permeabilidad primaria, lo que permitiría inferir una circulación relativamente rápida de los fluidos geotermales en la corteza a través de fallas principales y subsidiarias de la ZFLO, con inexistentes o escasos niveles de entrampamiento, asociados eventualmente a acuíferos de roca intrusiva fisurada en el batolito norpatagónico [17].

[1] Es un cuerpo ígneo continuo de 200 km, que abarca la Cordillera Andina principal y la Cordillera de la Costa, de 40° a 53°S.

[2] Es la designación dada en geología estructural a una depresión de origen tectónico, generalmente con la forma de un valle alargado con fondo plano, formado cuando un bloque de territorio se hunde en relación al territorio circundante como resultado de los movimientos combinados de fallas geológicas paralelas o casi paralelas.

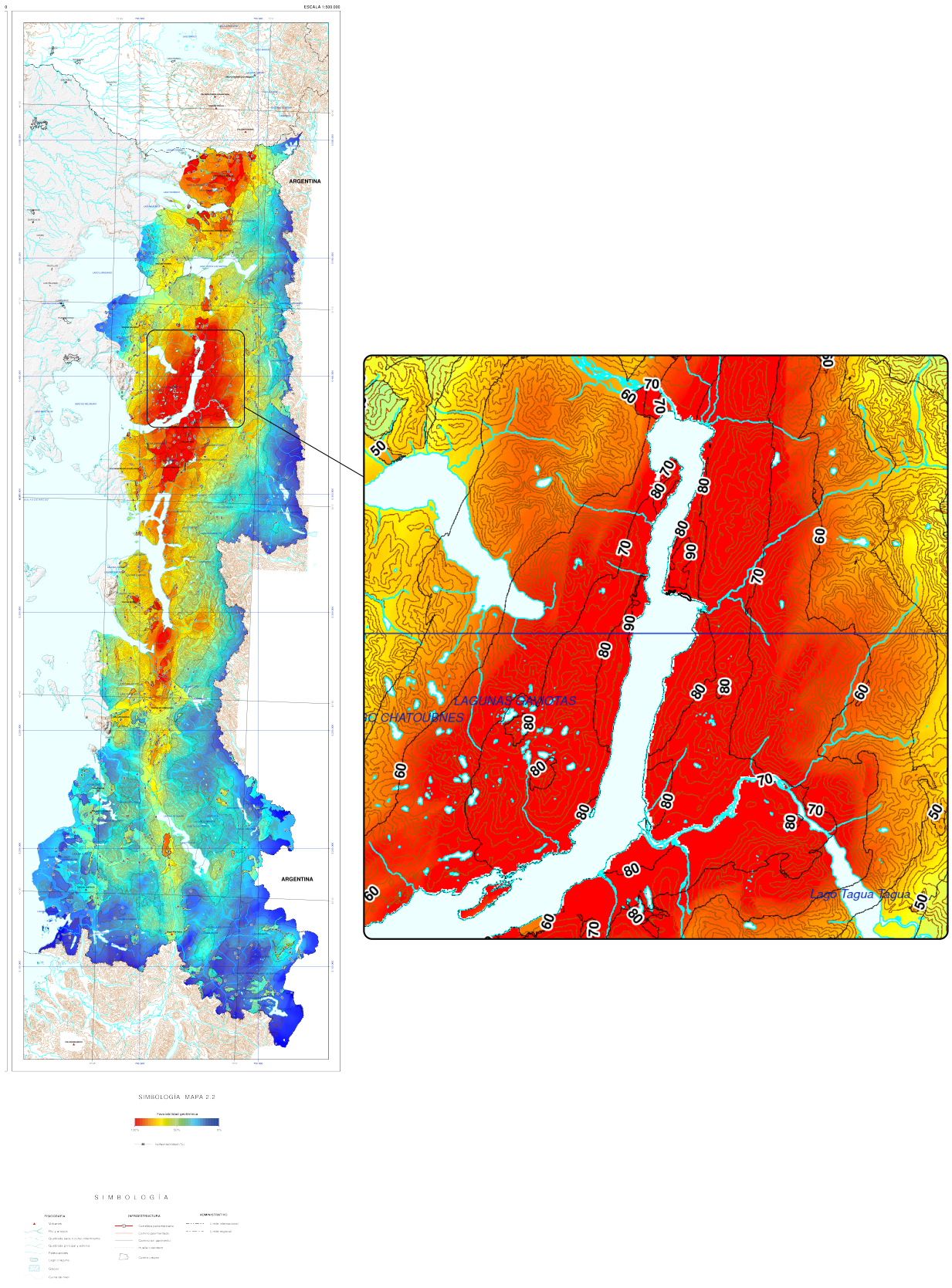



**Figura 4.6:** Mapa de favorabilidad geotérmica construida por el Sernageomin de la Cordillera de los Andes en la región de Los Lagos [17]. Engrandecido se observa el sistema térmico de Reloncaví, que alcanza valores de favorabilidad que superan el 90 %.

## 4.3. Localización del proyecto

Para efectos del análisis, se estima que el proyecto se ubicaría 50 km al este de la ciudad de Puerto Montt, en la comuna de Cochamó, Provincia de Llanquihue, Región de Los Lagos, específicamente en el sector de Canutillar al borde del estero Reloncaví. En la Figura 4.7 se muestra la eventual ubicación y las rutas de acceso al proyecto. Esta localización posee varias ventajas tanto técnicas como económicas; la cercanía al estero implica una alta disponibilidad de agua, lo que es beneficioso para reducir costos en la construcción y operación de la planta, así mismo permitiría la implementación de un sistema de rechazo de calor evaporativo (torre de enfriamiento). Un sistema de este tipo puede efectivamente alcanzar temperaturas cercanas a la temperatura de bulbo húmedo ambiente, aumentado de esta manera la exergia del fluido geotérmico que entra a la planta y dará lugar a una mayor producción para una misma eficiencia de conversión exergetica, además el sistema evaporativo típicamente requiere un costo de capital menor que los aerocondensadores. Por otro lado, el estero Reloncaví se encuentra rodeado de montañas y varios parques nacionales y zonas silvestres están situados en las inmediaciones de este fiordo. El lugar seleccionado se encuentra fuera de áreas protegidas y a altitudes cercanas a la del mar, evitando respectivamente una tramitación prolongada y perforaciones a grandes profundidades.

Como se ha mencionado anteriormente, ya se han efectuado anteriormente campañas superficiales de exploración en esta zona, cuyos resultados han permitido concluir la existencia de un reservorio geotérmico con potencial energético que respalda técnicamente la factibilidad de generación de energía eléctrica. Se proyecta que la planta evacue su energía al Sistema Interconectado Central (SIC) a través de una línea de transmisión eléctrica existente de 220 kV (ver Figura 4.7), propiedad de Transelec [28], que recorre alrededor de 60 kilómetros desde la faena transformadora de la central hidroeléctrica Canutillar hasta la subestación Melipulli ubicada en Puerto Montt. Sólo se necesitaría la construcción de una línea de transmisión desde la planta hasta las estructuras eléctricas ubicadas a aproximadamente 3 kilómetros.

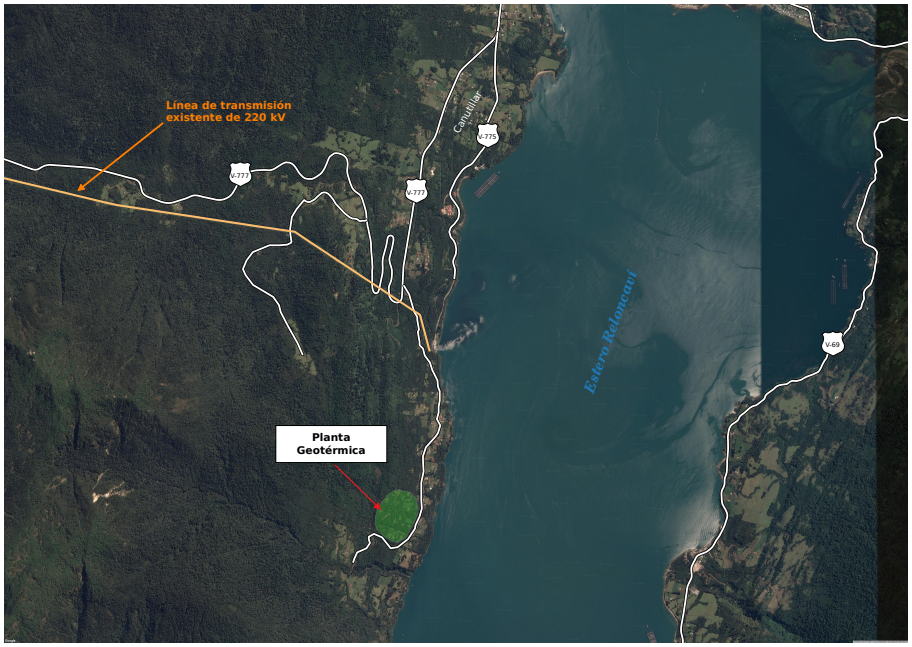



**Figura 4.7:** Eventual localización del proyecto

## 4.4. Campo geotérmico

Son cinco las características esenciales que hacen que un reservorio geotérmico sea valioso como un activo comercial:

1. **Una fuente de calor**: permite que la formación de roca alcance elevadas temperaturas. Los cuerpos de magma en enfriamiento, llamados plutones, incrustados en la corteza superficial de la tierra son fuentes de calor típicas. Estos se encuentran generalmente cerca de los límites de las placas masivas (fallas) que forman la corteza terrestre. Estos plutones pueden ser restos de actividad volcánica que ocurrieron hace mucho tiempo, incluso millones de años atrás, o pueden ser precursores de una futura actividad volcánica.

2. **Un reservorio permeable**: este es el cuerpo del reservorio que alojará el fluido necesario para conducir la planta. Sin una suficiente permeabilidad en la formación, el fluido no podrá moverse fácilmente a través del reservorio, implicando una escasa extracción de flujo por el pozo o, peor aún, podría impedir cualquier producción desde el reservorio.

3. **Un suministro de agua**: el líquido sirve como agente de transferencia de calor para intercambiar la energía térmica de las rocas calientes y transportarla a través de la formación mediante celdas de convección.

4. **Una capa superior de roca impermeable**: debe haber una cubierta impermeable para sellar el reservorio permeable de la superficie de la tierra. A menos que esto esté presente, el geofluido se disipará subiendo a la superficie a través de fisuras o fallas donde saldrá como purgas de vapor, aguas termales, géiseres o manifestaciones similares. Puede suceder que los sistemas que comienzan sin una cubierta impermeable desarrollen una en un largo período de tiempo. Este proceso de sellado automático se produce debido a la precipitación de compuestos químicos tales como sílice y calcita.

5. **Un mecanismo de recarga**: Si el depósito contiene una cantidad finita de fluido que está aislado de su entorno, tal vez habiendo sido implantado hace eras, entonces la producción reducirá la cantidad de fluido y eventualmente agotará el yacimiento. La recarga puede lograrse mediante procesos naturales, como la lluvia o el derretimiento de nieve que se filtran a través de la tierra, en la formación fracturada, y eventualmente encuentran su camino hacia la roca fracturada caliente. También se puede lograr en cierta medida reinyectando el geofluido producido nuevamente a la formación después de que se utiliza para producir electricidad. Esta técnica no está exenta de riesgo porque el fluido que se devuelve posee una temperatura mucho menor que el fluido en el reservorio. Por lo tanto, a menos que los pozos de reinyección estén situados apropiadamente en relación con los pozos de producción, es posible que el líquido reinyectado enfríe la formación y se mezcle con el fluido que se está produciendo. Este tipo de interferencia puede apagar un reservorio si se le permite continuar.

Si alguna de estas cinco características es deficiente, el campo geotérmico generalmente no valdrá la pena ser explotado. La Figura 4.8 es una representación muy simplificada de un sistema geotérmico ideal. El fluido geotérmico es agua, en la mayoría de los casos agua meteórica, en fase líquida o en fase de vapor, dependiendo de su temperatura y presión. Este agua a menudo lleva consigo químicos y gases como dióxido de carbono ($CO_2$) y sulfuro de hidrógeno ($H_2S$).

Con la excepción de los requisitos 1 y 4, las deficiencias en los otros requerimientos se han abordado a través de la investigación y la práctica. Por ejemplo, una permeabilidad insuficiente

en la formación puede en algunos casos ser remediada por medios artificiales tales como fracturamiento hidráulico (llamado "hydrofracking") en el que se inyecta un líquido a alta presión desde la superficie a través de pozos para abrir fracturas por medio de un craqueo por tensión. Sin embargo, a menos que las fracturas ampliadas recién creadas se mantengan abiertas con agentes de sustentación (apuntalantes[1]), se volverán a cerrar cuando cese la inyección [12].

Suponiendo que se ha confirmado que existe un sistema hidrotérmico en algún lugar, uno necesita saber cuánta energía contiene. Igualmente importante es cuánto tiempo durará bajo explotación comercial. Estas son preguntas para los geocientíficos que realizarán los estudios que darán lugar a una caracterización cualitativa y, en cierto grado, cuantitativa del sistema. Los métodos utilizados darán estimaciones a estas preguntas pero estarán cargados con incertidumbre hasta que los pozos profundos examinen el sistema para una mejor comprensión de las formaciones de roca complejas que yacen a cientos de metros debajo de la superficie. El problema es que los pozos profundos son caros, y uno por supuesto quisiera saber primero si el sistema tiene el potencial suficiente para justificar el gasto. Esta es la principal disyuntiva que implica uno de los mayores riesgos en la geotermia, hasta que no se perforen los pozos de exploración no se sabrá con precisión todas las caracteristicas del reservorio.

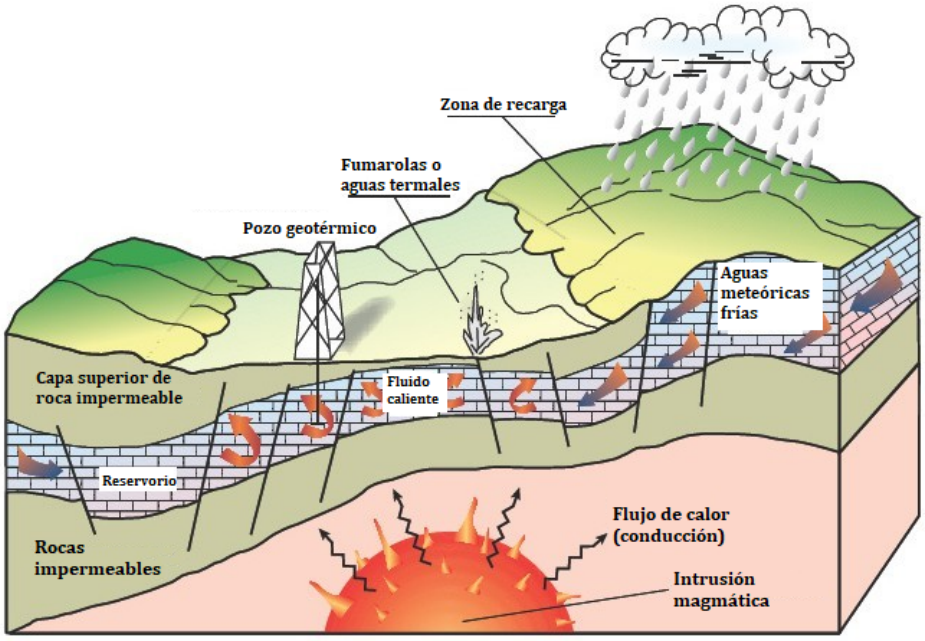



**Figura 4.8:** Representación esquemática de un sistema geotérmico [29]

[1]Un apuntalante es un material sólido, típicamente arena, arena tratada o material cerámico, diseñados para mantener abierta una fractura hidráulica inducida, durante o después de un tratamiento de fracturación. Se añade a un fluido de fracturación hidráulica que puede variar en composición dependiendo del tipo de fracturación utilizada.

## 4.5. Tecnologías geotérmicas de generación eléctrica

La Figura 4.9 muestra el rango de entalpía de funcionamiento para los diferentes tipos de centrales geotérmicas. Se puede observar que las plantas de flash único y vapor seco (muy similares en funcionamiento) operan en un rango más amplio de entalpía (desde ∼800-2800 kJ/kg), mientras que la plantas de doble flash operan en un rango más acotado (desde ∼750-1900 kJ/kg). Esto es porque a medida que aumenta la entalpía, el reservorio se encontrará en un estado mayormente seco y habrá menos agua producida para justificar un segundo flash (destello a vapor).

Las plantas binarias pueden generar electricidad desde temperaturas del geofluido tan bajas como 73°C (306 kJ/kg) hasta entalpías de 1100 kJ/kg (∼200 °C). Para entalpías del reservorio mayores a ∼1900 kJ/kg sólo se recomiendan plantas de vapor seco o flash único (Figura 4.9) [11].

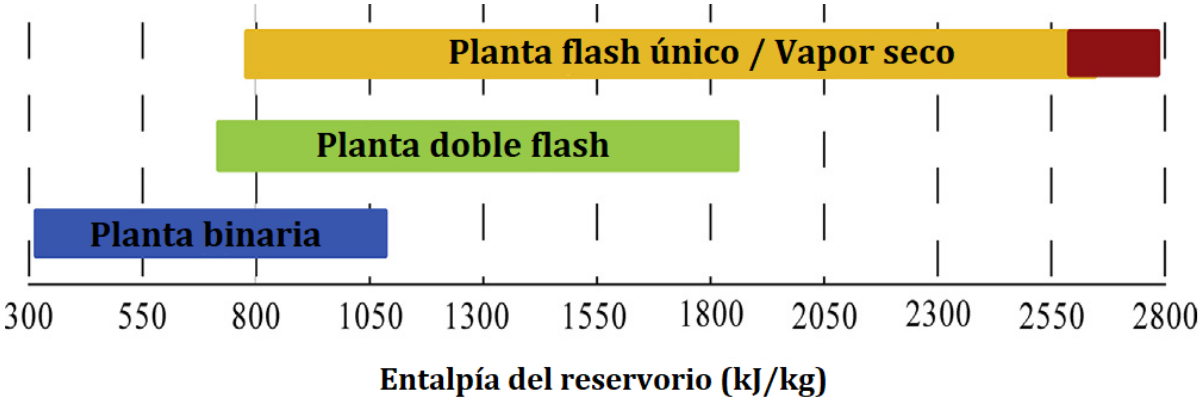



**Figura 4.9:** Rango de entalpías de operación para distintas tecnologías geotérmicas de potencia [11]

La explotación del fluido geotérmico puede ocurrir de dos formas:

- la fracción de vapor (o el calor seco sobrecalentado) es directamente expandido en una turbina
- la explotación tiene lugar transfiriendo el calor geotérmico a un fluido secundario de bajo punto de ebullición que, vaporizándose, se expande en la turbina

El uso de cada sistema de conversión dependerá de la fracción de vapor del fluido geotérmico en la superficie, y esto puede ser parcialmente controlado, cuando el fluido geotérmico comienza su proceso de ebullición asciendiendo a través de los pozos, por la presión ajustada en los pozos de producción. La presión de producción en la cabeza del pozo es regulada para optimizar la producción de energía; independientemente de la tecnología utilizada, está claro que disminuyendo la presión de producción, la exergia de la fuente de calor disminuirá como corresponde, pero a su vez el flujo másico extraído por cada pozo de producción aumenta, por lo que debe haber un equilibrio entre estos dos parámetros para maximizar la producción de la planta. En ciertos casos, cuando se utilizan ciclos binarios, se intenta mantener el fluido geotérmico como líquido a presión en la cabeza del pozo con el fin de evitar la liberación de GNCs, y las bombas de producción son instaladas bajo el punto de ebullición en el pozos de producción y el fluido geotérmico es mantenido a presión a lo largo de las tuberías hasta su reinyección.

La siguiente sección ofrece una descripción sintetizada de los ciclos tanto directos como binarios, dejando el análisis detallado de la tecnología binaria para la Sección 4.6.

### 4.5.1. Plantas de vapor flash

Cuando los pozos geotérmicos producen una mezcla de vapor y líquido, la planta de un solo flash es una forma relativamente simple de convertir la energía geotérmica en electricidad. Un ciclo de flash típico se muestra en la Figura 4.10. El geofluido es conducido desde los pozos directamente a un separador de alta presión (AP), en donde se separa el vapor de la salmuera. El vapor separado es enviado a un demister para eliminar las gotas finas arrastradas, antes de entrar a la turbina de vapor. Posteriormente, el vapor rechazado a la salida de la turbina es dirigido hacia el equipamiento de disipación de calor, el cual consiste de un condensador, una bomba para la circulación del agua y comúnmente una torre de enfriamiento. El ciclo requerirá también de un sistema de extracción de Gases No Condensables (GNCs), debido a la elevada cantidad de gases disueltos (principalmente $CO_2$) que generalmente caracterizan a los fluidos geotérmicos, además, a menos que se este utilizando una turbina a contrapresión, el agua se condensa a presiones inferiores a las del ambiente lo que implica riesgos de filtración de aire. El aumento de GNCs en el condensador conduce a un incremento progresivo de la contrapresión de la turbina, causando efectos perjudiciales en la potencia generada y es uno de los efectos más importantes a considerar en este tipo de plantas [30].

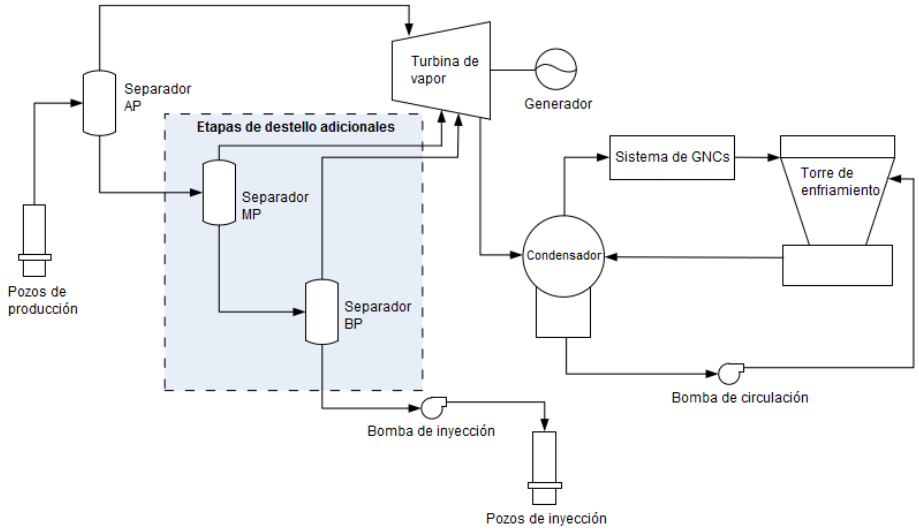



**Figura 4.10:** Esquema simplificado de la planta flash, mostrando el potencial para para ser extendida a doble y triple flash [8]. AP: alta presión, MP: media presión, BP: baja presión.

Como se puede observar en la Figura 4.10 las plantas de flash doble y triple son una extensión lógica del proceso de un solo flash. Dependiendo de las condiciones del fluido geotérmico, existirá la posibilidad de implementar destellos a vapor adicionales ("flashes") utilizando el líquido proveniente del separador de AP. La planta de vapor de doble flash puede producir un 15-20 % más de potencia para las mismas condiciones de fluido geotérmico, eso sí la planta es más compleja, más costosa y requiere mayor mantenimiento, pero la potencia producida extra a menudo justifica la instalación de tales plantas [12]. Así mismo las plantas de triple flash añaden otra etapa de destello a vapor, aumentando así la eficiencia de la utilización de exergia aun más (5-7 % más de producción en comparación con las doble flash [12]), pero a expensas de una mayor complejidad, más equipos y mayores costos de capital. Es decir, la nueva característica de estas plantas es uno o dos procesos de destello adicionales impuestos al líquido separado que sale del separador primario con el fin de generar vapor adicional, aunque a presiones más bajas

que el vapor primario.

Una compensación fundamental para las plantas flash es el intento de aumentar la eficiencia de la planta (generalmente aumentando el número de destellos y la complejidad del ciclo) vs. la inversión de perforar pozos adicionales. En lugares donde el recurso geotérmico es considerable y energético, y los costos de perforación son bajos, la planta de un solo flash proporciona una solución simple, confiable y de bajo costo, pudiendo ser la opción más económica desde una perspectiva del costo total del proyecto. Por otro lado, cuando los costos de perforación son altos, un diseño más eficiente y costoso del sistema de conversión de energía, puede resultar en una mejor economía global del proyecto así como en un agotamiento más lento del recurso debido a una reducción en la tasa de extracción (se tiene mayor potencia generada por cada 1 kg/s de geofluido). La Figura 4.11 muestra la planta Kizildere II en Turquía y su turbina de triple presión. Es una de las pocas plantas en el mundo con esta tecnología, comenzó sus operaciones en Octubre de 2013 y ha estado operando con mucho éxito desde entonces. El recurso de Kizildere es un reservorio líquido dominante de una temperatura entre 200 y 242°C, con una baja cantidad de solidos disueltos (TDS ∼2500-3200 ppm), pero con un alto contenido de GNCs (10-21 % en peso de vapor, del cual el 97-99 % es $CO_2$) [8].



**(a)** Vista de la planta



**(b)** Turbina de triple presión

**Figura 4.11:** Planta geotérmica de Kizildere en Turquía. El establecimiento consta de un sistema de vapor de triple flash con dos unidades binarias acopladas. Las turbinas de vapor aportan 60 MW y las dos unidades binarias añaden 10 MW cada una. En (b) en primer plano se pueden ver las líneas de vapor de entrada a la turbina: MP(arriba), AP(almedio) y BP (abajo) [8, 12]

En la Tabla 4.1 se presenta un resumen de las plantas geotérmicas de vapor flash en operación hasta diciembre del 2014, por cantidad de unidades y por capacidad instalada con sus respectivos porcentajes en base al total de plantas geotérmicas en el mundo. Además se entrega la potencia nominal media de las unidades generadoras.

| **Tipo** | **Numero de unidades** | **% del total (unidades)** | **Capacidad instalada** | **% del total (capacidad)** | **MW/unidad** |
|---|---|---|---|---|---|
| 1-flash | 185 | 32,3 % | 5.146 | 43,1 % | 27,8 |
| 2-flash | 54 | 9,4 % | 1.889 | 15,8 % | 35 |
| 3-flash | 4 | 0,7 % | 299 | 2,5 % | 74,7 |

**Tabla 4.1:** Resumen de centrales geotérmicas flash por número de unidades generadoras y capacidad instalada (Diciembre 2014) [12]

### 4.5.2. Plantas de vapor seco

Las plantas de vapor seco tienden a ser más simples y menos costosas que las plantas flash. Esta tecnología es principalmente utilizada cuando el recurso geotérmico es únicamente de vapor. Aunque sólo hay dos grandes campos de vapor seco en el mundo, Larderello en Italia y The Geysers en Estados Unidos (Figura 4.12), hay 68 unidades de este tipo en operación hasta diciembre 2014, equivalentes al 12 % del total de plantas geotérmicas. Del mismo modo, representan 2.865 MW instalados lo que corresponde al 24 % de la capacidad instalada geotérmica mundial. La unidad de vapor seco promedio tiene una potencia de 42,1 MW [31].



**(a)** Plantas PG&E Geysers Unidades 1 y 2. Después de 32 exitosos años de operación, fueron desmanteladas en 1992.



**(b)** Planta Sonoma Calpine 3 de 73 MW, una de las 23 plantas geotérmicas del campo The Geysers.

**Figura 4.12:** The Geysers es el campo geotérmico más grande del mundo, posee un complejo de 23 plantas geotérmicas, esta localizado en las montañas de Mayacamas aproximadamente a 116 kilómetros al norte de San Francisco, California. En total, este campo posee una capacidad instalada de 1462 MW, extrayendo vapor de más de 350 pozos [31].

Una vez que el vapor llega a la central eléctrica, una planta de vapor seco es esencialmente lo mismo que una planta de vapor de un solo flash, con la excepción que se utiliza un removedor de particulas en lugar del ciclón separador de la Figura 4.10 [12]. En este tipo de plantas se ocupa generalmente un condensador de contacto directo o un condensador de Carcasa y Tubos (C&T) (Figura B.4), aunque desde una perspectiva termodinámica el condensador de contacto directo ofrece un mejor desempeño, el aumento de los costos operacionales cuando es utilizado han dado como resultado el uso de condensadores de C&T en algunas centrales de vapor seco. Por otro lado, el sistema de extracción en este tipo de centrales ocupan eyectores de chorro de vapor, o eyectores con compresores mecánicos en un sistema híbrido, para eliminar los GNCs y el aire del condensador [8].

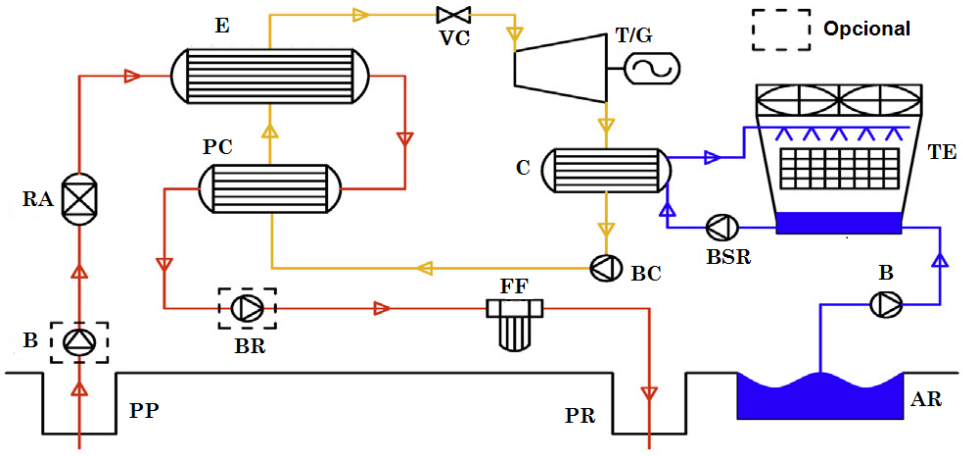
Uno de los problemas en la gestión de un campo de vapor seco es la reposición del fluido que se pierde durante la producción. La recarga natural suele ocurrir a una tasa mucho menor que la velocidad de extracción, lo que conduce a una reducción en la presión y un agotamiento del reservorio. En plantas flash, donde el recurso es líquido dominado, generalmente el 70-80 % de la masa extraída del recurso puede ser reinyectada, o para plantas binarias el 100 % es devuelta al reservorio. En cambio en reservorios de vapor seco, solamente el exceso de vapor condensado de la torre de enfriamiento, aproximadamente 10-15 %, esta disponible para ser reinyectada [31]. La generación de energía sustentable en The Geysers (Figura 4.12) es posible hoy en día debido a dos grandes proyectos de inyección de aguas residuales. Juntos, estos proyectos proporcionan aproximadamente 75.700 $m^3$ de agua regenerada por día para su inyección al reservorio de The Geysers [32].

### 4.5.3. Plantas de ciclo binario

Hasta Diciembre del 2014, la tecnología binaria ha correspondido al tipo de planta geotérmica mayormente utilizada, con 203 unidades en operación en todo el mundo, generando alrededor de 1.245 $MW_e$ de energía eléctrica en 15 países [31]. Constituyen más del 35 % de todas las unidades geotérmicas en operación, pero generan sólo el 10,4 % de la potencia total. Recientemente se han añadido varias unidades binarias a plantas flash existentes con el fin de recuparar más potencia de la salmuera caliente residual (denominados ciclos combinados o "Bottoming")[31].

Las plantas geotérmicas de ciclo binario son las más cercanas en principios termodinámicos a las plantas convencionales de combustibles fósiles o nucleares, ya que el fluido es sometido eventualmente a un ciclo cerrado. El fluido de trabajo, elegido por sus propiedades termodinámicas (fluido orgánico), recibe calor del fluido geotérmico mediante intercambiadores de calor, es evaporado, expandido en la turbina, condensado y retornado al precalentador mediante bombas de alimentación.

En su forma más simple, una planta binaria sigue el diagrama de flujo esquemático dado en la Figura 4.13. Los pozos de producción (PP) están equipados con bombas (B) que se fijan por debajo de la profundidad de ebullición determinada por las propiedades del reservorio y por el caudal deseado. Los removedores de arena (RA) pueden ser necesarios para evitar la erosión de la tubería y los tubos del intercambiador de calor. Generalmente hay dos etapas en el proceso de calentamiento-ebullición, llevadas a cabo en el precalentador (PC) donde el fluido de trabajo es llevado a su punto de ebullición y en el evaporador (E) desde el cual emerge como vapor saturado. El geofluido se mantiene en todas partes a una presión por encima de su punto de ebullición para evitar el desprendimiento de vapor y gases no condensables que podrían conducir a la formación de incrustaciones de calcita en la tubería. Además, no se permite que la temperatura del fluido caiga hasta el punto en que se comiencen a formar incrustaciones de sílice en el precalentador y en las tuberías de los pozos.




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| **PP** | Pozo de producción | **B** | Bomba | **RA** | Removedor de arena |
| **E** | Evaporador | **PC** | Pre-calentador | **C** | Condensador |
| **BC** | Bomba de circulación | **BR** | Bomba de reinyección | **FF** | Filtro final |
| **VC** | Válvula control/parada | **T/G** | Turbina/generador | **BSR** | Bomba sist. refrigeración |
| **TE** | Torre de enfriamiento | **PR** | Pozo de reinyección | **AR** | Agua de recarga |

**Figura 4.13:** Esquema simplificado de una central geotérmica binaria básica

## 4.6. Visión general de la tecnología binaria

Las temperaturas estimadas en el reservorio de Reloncaví según los estudios geocientíficos realizados, suponen fuertemente la utilización de una planta geotérmica binaria para su explotación. Por ende, en esta parte se presenta una descripción íntegra de la tecnología binaria; sus opciones técnicas y particularidades, asimismo se exponen ejemplos de destacadas plantas actualmente operando con éxito con distintas tecnologías binarias. En el Anexo B se presenta una descripción de los equipos presentes en este tipo de plantas, además se explica brevemente sus criterios de selección y diseño.

La selección de un sistema de conversión dependerá de una serie de factores, aunque en mayor grado a consideraciones económicas. Generalmente, los recursos de alta temperatura utilizarán un ciclo flash, mientras que los recursos de baja-media temperatura usarán un ciclo binario. El ciclo binario tiene la ventaja de poder extraer más energía del fluido geotérmico. Esta ventaja se ve reducida a medida que se requiere imponer un limite mínimo de enfriamiento del fluido geotérmico con el fin de prevenir la precipitación de minerales en las superficies de los equipos y los pozos de reinyección. El silice es común en los fluidos geotérmicos y es con frecuencia el motivo principal para la restricción de la temperatura de reinyección [8]. Debido a que la solubilidad de la mayoría de los minerales aumenta con la temperatura, a medida que la energía se extrae del fluido geotérmico, su temperatura y solubilidad disminuyen y el potencial de precipitación mineral aumenta. Con recursos de temperatura más alta, la temperatura mínima requerida para prevenir la precipitación es mayor, y se reduce el potencial para que el ciclo binario extraiga más energía del fluido geotérmico.

La disponibilidad comercial de bombas de producción geotérmica capaces de operar a temperaturas más altas es otro factor que limita el uso del ciclo binario a estas temperaturas. Mientras que el ciclo binario puede funcionar usando vapor como entrada de calor, sería más beneficioso (en términos de producción de energía) expandir el vapor directamente en una turbina de vapor. Comúnmente, las plantas binarias se usan a temperaturas inferiores a 200°C, debido a que su potencial de rendimiento a altas temperaturas se ve disminuido por las restricciones necesarias para evitar la precipitación de minerales y por la fijación de las bombas de producción (temperaturas y profundidades inviables) [8].

### 4.6.1. Opciones técnicas

Los intercambiadores de calor utilizados en las plantas binarias son generalmente intercambiadores de calor de Carcasa y Tubos (C&T) con el fluido geotérmico en el lado del tubo del intercambiador y el fluido de trabajo en el lado de la carcasa. Esta configuración facilita la limpieza mecánica del intercambiador de calor si se produce ensuciamiento en las superficies expuestas al fluido geotérmico [8]. Por otro lado, el rechazo de calor en el ciclo binario se logra ya sea en condensadores refrigerados por agua o por aire. Con los condensadores de agua, el calor es rechazado evaporativamente al ambiente, mientras que con los aerocondensadores, el calor se rechaza a mediante el calor sensible del aire. Debido a que el rechazo de calor evaporativo consume agua, es necesario contar con un suministro adecuado y confiable de agua para este tipo de plantas. Si no hay un suministro adecuado de agua de recarga, se utilizan aerocondensadores.

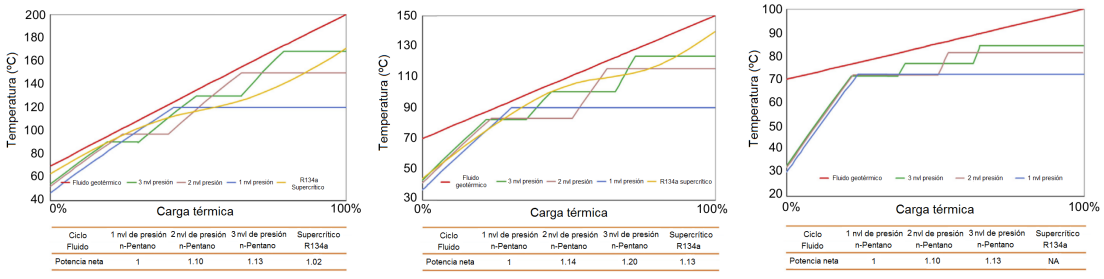
Un ciclo binario básico con un nivel de presión se puede observar en la Figura 4.13. Este ciclo básico comúnmente esta equipado con un regenerador con el fin de recuperar la energía térmica contenida en el vapor a la salida de la turbina y precalentar el líquido antes de entrar al economizador; al mismo tiempo, aumenta la eficiencia y se reduce la cantidad de calor re-

querido a disipar por el condensador. Aunque este ciclo básico es ampliamente utilizado en las instalaciones comerciales actuales, hay esfuerzos continuos para mejorar el rendimiento del ciclo y reducir los costos de generación ya sea reduciendo el caudal que debe suministrarse desde el campo de pozos para una potencia fija o produciendo más potencia para un flujo geotérmico constante. A menos que se mejoren las eficiencias de los equipos rotativos (ventilador, bomba y turbina), lograr un mayor rendimiento de la planta se logrará reduciendo las pérdidas de exergía en el proceso de introducción de calor al ciclo. Los ciclos desarrollados para lograr mejoras en el rendimiento se han centrado en reducir las pérdidas de exergia (irreversibilidades) asociadas con la transferencia de calor entre el fluido geotérmico y el fluido de trabajo y en disminuir la exergía del fluido geotérmico que sale de la planta.

Generalmente, la tecnología binaria puede explotar el recurso geotérmico adoptando una de las siguientes configuraciones:

1. Ciclos subcríticos
    - Sistema de un nivel de presión
    - Sistema de dos niveles de presión
    - Sistema de tres niveles de presión
2. Ciclos supercríticos
3. Ciclos combinados: turbina de vapor + ciclo binario

Con el fin de presentar una cobertura más fácil de este análisis, antes de entrar en los detalles de cada configuración, se presenta un ejemplo numérico realizado en la Ref.[14], con el objetivo de comparar las tres soluciones subcríticas y la configuración supercrítica. La comparación fue realizada con n-pentano como fluido de trabajo para los ciclos subcríticos y R134a para el ciclo supercrítico. Tres distintos reservorios fueron analizados: entalpía alta-media (200°C), entalpía media (150°C), y entalpía baja (100°C), todos enfriados hasta una temperatura de reinyección de 70°C. Los procesos de transferencia de calor para cada configuración se muestran en la Figura 4.14. Hay que recordar que el área entre la curva de enfriamiento del fluido geotérmico y la curva de calentamiento del fluido de trabajo es indicativa de la irreversibilidad (pérdida de exergía) del proceso de intercambio de calor, por lo tanto mientras menos sea el área menores son las irreversibilidades del proceso.




**(a)** Entalpía media-alta **(b)** Entalpía media **(c)** Entalpía baja

**Figura 4.14:** Comparación de ciclos multipresión y supercríticos [14]

Como se muestra en la comparación, el sistema de dos niveles de presión muestra una ganancia máxima de aproximadamente 14 % sobre el sistema de un nivel de presión cuando es

aplicado a recursos de entalpía media con una diferencia relativamente amplia entre la entrada y la salida del proceso de introducción de calor, de todas formas mantiene un buen rendimiento en todos los casos, con más de un 10 % con respecto a la configuración más simple; por esta razón es hoy en día la configuración más comúnmente adoptada para nuevas plantas que explotan recursos de media entalpía. Por otra parte, el ciclo con 3 niveles de presión siempre se desempeña mejor que los otros, incluso si no siempre significativamente más que el sistema de doble presión; en el caso de referencia de entalpía media con altas caídas de temperatura del fluido geotérmico, el aumento de rendimiento es de + 20 % sobre el sistema de presión única y de + 5 % sobre el sistema de doble presión. Finalmente, el ciclo supercrítico es comparable en términos de desempeño a los ciclos multipresión para recursos de entalpía media, pero no muestra ninguna ventaja clara cuando la entalpía es mayor.

### Ciclos de múltiples niveles de presión

En el desarrollo de la tecnología de ciclos binarios, uno de los primeros intentos para reducir las pérdidas en el proceso de intercambio de calor fue vaporizar el fluido de trabajo a dos presiones separadas, con el vapor del fluido de trabajo dirigido ya sea a dos turbinas separadas o a una turbina multietapa de doble presión con dos entradas. Hay varias posible variaciones en la configuración de este ciclo; un posible esquema se muestra en la Figura 4.15. Como se puede observar, el flujo del fluido de trabajo que sale del precalentador se divide, con una porción que se vaporiza y se envía a la turbina de baja presión, y el resto se bombea hasta la presión del vaporizador de alta presión. Pueden obtenerse más variaciones combinando diferentes disposiciones en los intercambiadores de calor y distintos arreglos en la turbina. En el lado del fluido geotérmico, los intercambiadores pueden encontrarse tanto en serie como en paralelo en diferentes etapas del ciclo, dependiendo de la configuración óptima para el recurso dado.

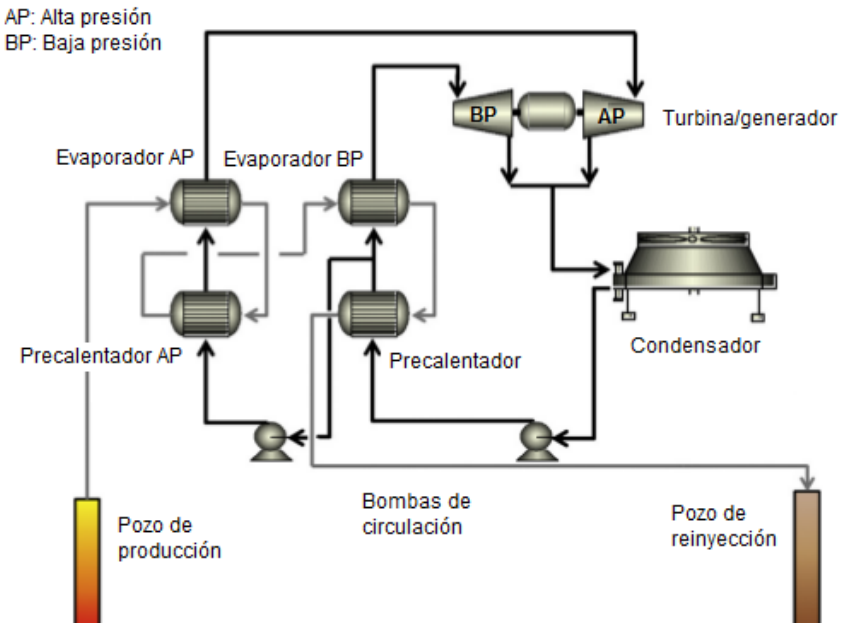



**Figura 4.15:** Configuración ciclo subcrítico con dos niveles de presión [8]

El sistema triple presión consiste en 3 subciclos en paralelo, con la misma filosofía que el sistema de doble presión. El ciclo del fluido orgánico es sustancialmente operado de forma in-

dependiente en paralelo, mientras que el lado del fluido geotérmico el flujo se encuentra con los intercambiadores de calor ya sea en serie y/o en paralelo según el mejor ajuste del ciclo al recurso disponible.

La primera planta binaria del mundo con un ciclo de doble presión y una sola turbina con admisión múltiple es la planta de Tosunlar (Figura 4.16), cerca de Denizli, Turquía. En comparación con una turbina de presión única del mismo tamaño, Exergy (proveedor de la turbina) dice que la turbina de salida radial puede alcanzar hasta un 22 % más de eficiencia. Esto lo hace ideal para sitios donde las temperaturas son más bajas y los flujos geotérmicos son limitados y los diseños convencionales no serían rentables [33].



**Figura 4.16:** Planta Tosunlar de doble nivel de presión y una única turbina [14]

La planta Tosunlar es un ejemplo de la aplicación de una unidad binaria en pozos geotérmicos ya existentes. Durante 20 años los tres pozos han suministrado vapor y dióxido de carbono a los invernaderos donde la empresa produce tomates y otros vegetales. El recurso es una corriente de entalpía baja, con una temperatura correspondiente de 105°C y un pequeño flujo másico de 12 ton/hr. El sistema de dos niveles concede una potencia total de 3,5 MW (3 MW neto) a través de una turbina de salida radial en un ciclo no recuperativo y enfriado por torres de refrigeración, y con una eficiencia térmica en el rango de 10 % [14]. La planta, suministrada por Exergy [34], fue puesta en servicio el primer cuarto del 2015 y hasta ahora ha excedido las expectativas, generando más de 10 % de la producción del contrato. La planta fue galardonada con el European Geothermal Innovation Award por el Consejo Europeo de Energía Geotérmica como la mejor innovación en el sector geotérmico en 2016 [33].

Por otro lado, Mc Guinness Hills fue uno de los primeros sistemas binarios con triple nivel de presión aplicado a un recurso geotérmico (Figura 4.17), su puesta en marcha fue en 2012. La planta de 44 MW bruto (38,5 MW neto) está compuesta por tres módulos, dos produciendo 17 MW y uno produciendo 10,34 MW [14]. Desde el 1 de febrero de 2015, el complejo vende electricidad bajo un Acuerdo de Compra de Energía (PPA) con NV Energy a una tarifa de $85.58/MWh con una escalación anual de 1 % hasta diciembre de 2032 [22]. El recurso es de media entalpía, con una temperatura de 160°C. Los pozos son operados a través de bombas, las cuales representan las cargas auxiliares principales de la planta (6,1 MW). El fluido es reinyec-

tado desde la planta a 70ºC.



**Figura 4.17:** La planta de triple nivel de presión McGuinness Hills, úbicada en Nevada, Estados Unidos [14].

### Ciclos supercríticos

Cuando el fluido orgánico en la entrada de la turbina es un fluido supercrítico, que no ha pasado por ninguna transición de fase tradicional, el ciclo resultante se denomina supercrítico. Los ciclos supercríticos son una alternativa a los ciclos de doble y triple nivel de presión para recursos de media entalpía, y están particularmente indicados para alcanzar temperaturas de reinyección muy bajas, gracias a la forma de la curva de calentamiento. Los fluidos típicos usados para este ciclo son el R134a y el propano, debido a sus bajos puntos críticos. El objetivo de este ciclo es reproducir un ciclo lo más parecido posible al ciclo de Lorenz (Ecuación 5.1).

El fluido de trabajo se calienta desde un líquido subenfriado hasta un vapor sobrecalentado con una transición suave por encima del punto crítico. El cambio de fase es gradual y todas las propiedades físicas y termodinámicas varían sin discontinuidad en el proceso de introducción de calor. Con una adecuada selección del fluido de trabajo y una correcta optimización de los parámetros del ciclo, es posible obtener una curva de calentamiento que coincida con la fuente de calor de temperatura variable, reduciendo así la diferencia de temperatura logarítmica y las pérdidas de eficiencia debidas al proceso de introducción de calor. La Figura 4.18 representa los diagramas T-Q y T-s para un ciclo supercrítico que trabaja con R134a, es posible apreciar la fuerte reducción de la diferencia de temperatura en los intercambiadores de calor primarios en comparación con el caso subcrítico.

A pesar de las mayores eficiencias alcanzables, los ciclos supercríticos generalmente tienen presiones más altas que los ciclos subcríticos y se requieren dispositivos más costosos. Se utilizan bombas centrífugas multietapa debido a una mayor presión en el ciclo, y su eficiencia debe ser cuidadosamente considerada porque su consumo de energía puede ser una parte relevante de la producción de energía bruta (hasta el 30 % en algunos casos) [14]. Adicionalmente, el costo de los intercambiadores de calor incremente debido a un mayor espesor de metal, especialmente en aplicaciones geotérmicas donde el fluido de trabajo se coloca en el lado de la carcasa.

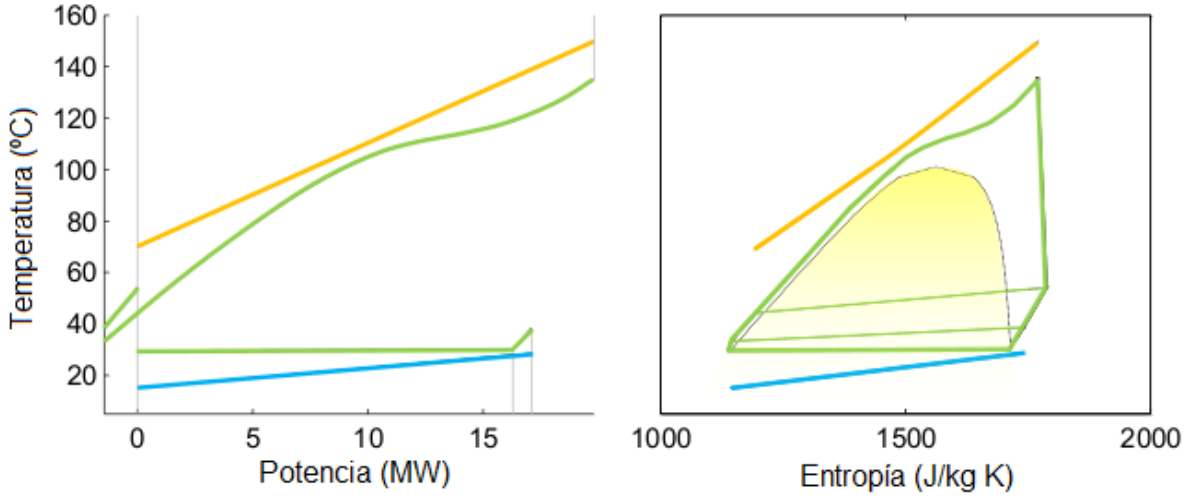



**Figura 4.18:** Diagrama T-Q (izquierda) y diagrama T-s (derecha) para un ciclo supercrítico trabajando con R134a [14]

Se han realizado actividades experimentales en Livorno por Enel, Turboden y Politecnico di Milano en un ciclo supercrítico de 500 $kW_{el}$ con R134a [35]. La actividad experimental ha demostrado una gran flexibilidad en este tipo de ciclos con un funcionamiento realmente estable. Las condiciones fuera de diseño se controlan variando la velocidad de revolución de la bomba y se ha demostrado que el ciclo es capaz de cambiar suavemente de una operación supercrítica a una operación subcrítica de acuerdo con la temperatura máxima de la fuente de calor y el caudal másico sin mostrar inestabilidad.

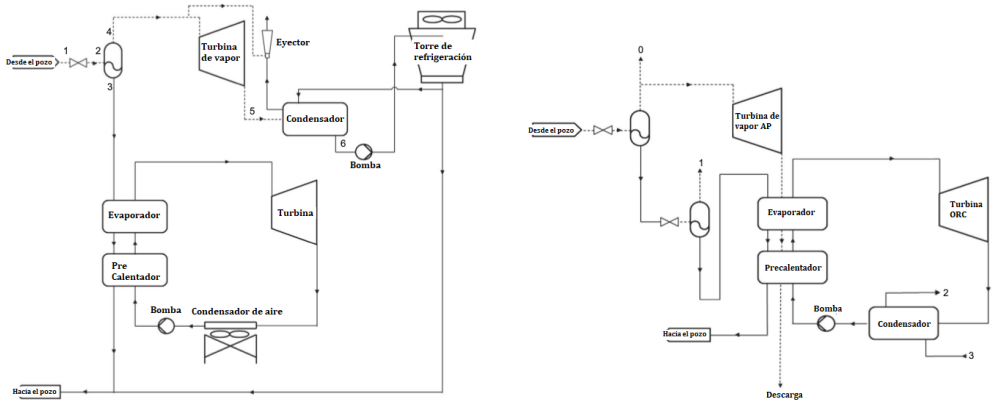
### Ciclos combinados

Los sistemas combinados son adecuados para recursos de alta entalpía, y por lo tanto con una muy alta cantidad de vapor [14]. La unidad binaria puede funcionar en paralelo con la turbina de vapor, explotando un flujo geotérmico líquido después de la separación, o en serie, con la adición de un flujo de vapor procedente de una turbina a contrapresión. La primera es denominada configuración “Bottoming”, en donde el ORC explota el calor contenido en la salmuera después de la separación (Figura 4.19a).

La configuración del ciclo combinado es usualmente el medio más eficiente de explotación de recursos de alta entalpía y encaja particularmente bien en los recursos con alto contenido de GNCs (Figura 4.19b). El objetivo es maximizar la potencia generada junto con una reducción en la instalación del condensador de baja presión con el sistema de extracción de GNCs. A diferencia del sistema binario típico, el ciclo combinado es en general completamente enfriado por agua, aprovechando el agua pura procedente del vapor de condensación como agua de recarga para el sistema de torres de enfriamiento.

Antes de proceder al análisis, hay que destacar que existe la posibilidad de utilizar un regenerador en cada nivel de presión del ciclo. El alcance de los impactos beneficiosos de la adición de este componente, que debe ser evaluado técnica y económicamente, tiene que ser definido caso por caso, evaluando la cantidad de energía recuperada y el impacto de las caídas de presión

adicionales dentro de los flujos de vapor y líquido, lo que conduce a una reducción en la caída de entalpía de la turbina y un aumento en el consumo de la bomba, y el costo del componente y las modificaciones relacionadas con el diseño de la planta.




**(a)** Ciclo bottoming **(b)** Ciclo combinado

**Figura 4.19:** Diagramas de flujo simplificados de un ciclo "bottoming" y combinado [14]

## 4.7. Implementación del proyecto

### 4.7.1. Fases de desarrollo del proyecto y planificación

En general, el desarrollo de un recurso geotérmico contempla diferentes etapas que implican actividades sucesivas y nodos en la toma de decisiones, comúnmente se identifican siete etapas de la siguiente forma:

1. Estudio preliminar
2. Exploración
3. Perforaciones de prueba
4. Revisión del proyecto, decisiones y planificación
5. Desarrollo del campo
6. Construcción
7. Inicio & puesta en marcha y operación & mantenimiento

A continuación se detallan las fases para el desarollo de un proyecto geotérmico típico.

#### Estudio Preliminar

Durante esta etapa, las áreas potenciales son examinadas y analizadas; identificando los requerimientos de infraestructura, tales como rutas, suministros de agua y energía, distancia a las lineas de transmisión, comunicación, e información sobre la hidrología y geología del reservorio. Además se debe revisar el marco regulatorio del país, ley de aguas, regulaciones ambientales, y en caso de que hubiera alguna comunidad, socializar con ellos con el fin de, eventualmente, trabajar en conjunto desde el comienzo del proyecto.

En resumen esta etapa contempla las siguientes actividades básicas:

- Recolección de datos y revisión
- Encuesta regional para identificar clientes potenciales
- Clasificación y selección de áreas prometedoras
- Identificación de aspectos ambientales claves y permisos necesarios para el EIA
- Planificación de la exploración

**Exploración**

Esta etapa comprende la recolección de información relacionada con los eventos de superficie, de los prospectos seleccionados, con el fin de desarrollar un modelo conceptual preliminar, de naturaleza cualitativa, de los reservorios basado en la área topográfica y geológica, y de las características térmicas y propiedades del recurso. Esta información proviene de muestras de superficie y información obtenida mediante métodos geológicos convencionales, utilizando métodos y técnicas geofísicas y geoquímicas, y de información pública disponible.

Estos estudios consideran las siguientes áreas:

- Geológico
- Geofísico
- Geoquímico
- Sondeos (MT/TEM/VES)
- Adquisición de datos sísmicos
- Estudio de pre-factibilidad

**Prueba de perforación**

En esta etapa, se realizan perforaciones de diámetro completo, con el fin de mostrar la viabilidad comercial del recurso y, a medida que la perforación de pozos sea exitosa, se van perforando nuevos pozos. Estas perforaciones permiten la evaluacion, con una alta precisión, del potencial productivo del reservorio, de modo que se pueda desarrollar un diseño preliminar de la planta a construir.

Esta etapa contempla los siguientes puntos:

- Agujeros delgados ("Slim holes"), si es que es necesario
- Pozos de tamaño completo
- Prueba y simulación de los pozos
- Prueba de interferencia
- Primera simulación del reservorio

### Revisión y planificación del proyecto

Una vez que la existencia del recurso geotérmico se confirma, el proyecto entra en la etapa de ingeniería de factibilidad. Asuntos a tener en cuenta son: permisos, excavaciones, rutas, utilidades, perforacion de pozos, localización de la planta, diseño del proceso de generación y despacho de energía, y estimación del Capex y Opex.

Esta etapa contempla los siguientes puntos:

- Evaluación. Toma de decisiones
- Estudio de factibilidad. EIA final
- Plan de perforación
- Diseño de instalaciones
- Cierre financiero/PPA

### Desarrollo del campo

En esta etapa, se realiza la perforación de los pozos restantes para la producción y reinyección. A su vez, se deben obtener los permisos necesarios para construir la planta. Esta etapa contempla los siguientes puntos a desarrollar:

- Pozos productivos
- Pozos de reinyección
- Pozos de agua de refrigeración
- Simulación de los pozos
- Simulación del reservorio

### Construcción

La construcción, como tal, comienza en esta etapa, en la cual son relevantes los siguientes puntos:

- Diseño detallado de las tuberías de vapor/agua caliente y del separador
- Fabricación, montaje e instalación de tuberías y separadores
- Construcción y montaje de la planta de potencia y del sistema de refrigeración

### Operación y Mantenimiento

Para iniciar la operación se deben obtener los últimos permisos, identificar los puntos de conexión y comenzar con la explotación del recurso y la generación de energía.

# 5. Metodología

Se elabora un código EES® [20] capaz de realizar tanto el análisis termodinámico y paramétrico como el dimensionamiento de los equipos y la determinación de costos. En el Anexo I se presenta el modelo utilizado para el análisis del ciclo saturado con regeneración. La elección de la configuración óptima del ciclo está estrictamente relacionada con el fluido de trabajo considerado, ya que sólo una correcta selección de la configuración del ciclo y del fluido permitirá lograr el mejor rendimiento. EES® esta integrado con una base de datos que utiliza ecuaciones de estado precisas para proporcionar las propiedades termodinámicas de todos los fluidos evaluados.

Para la evaluación se utiliza una metodología similar a la propuesta por Marco Astolfi (2014) [36]. La Figura 5.1 presenta la configuración básica de un ciclo subcrítico, regenerativo y sobrecalentado, con el fin de definir las notaciones que se utilizarán más adelante. Este ciclo se compone de una serie de intercambiadores de calor (economizador, evaporador y sobrecalentador), una turbina, un regenerador, un condensador y una bomba. El regenerador es utilizado para precalentar el condensado proveniente de la bomba al recuperar parte del calor liberado a la salida de la turbina. Para ciclos no-recuperativos, los puntos 7 y 3 simplemente colapsan en los puntos 6 y 2 respectivamente, mientras que para ciclos saturados el punto 1 coincide con el 9 y para configuraciones supercríticas el punto 8 y 9 se unen al 1.

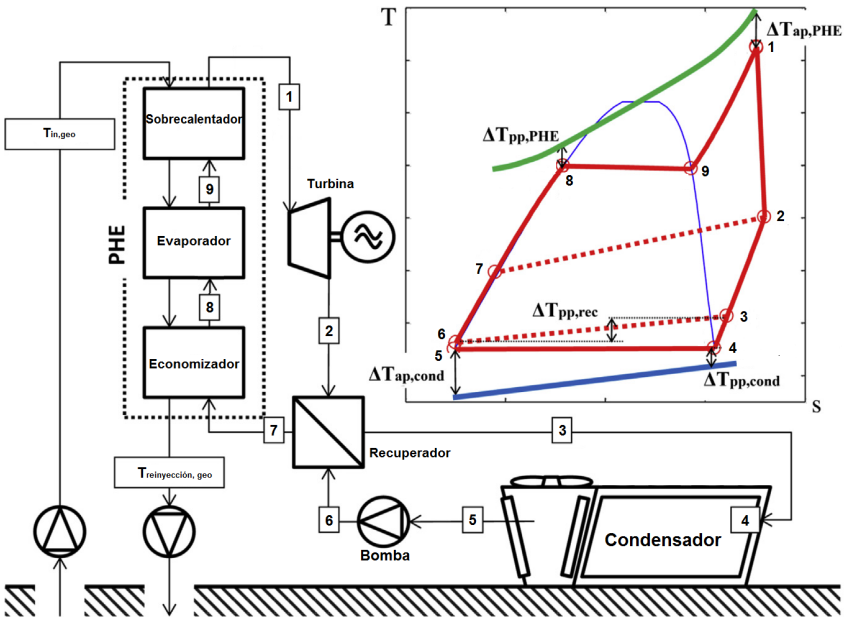



**Figura 5.1:** Diagrama T-s, configuración de la planta y notaciones adoptadas para definir los puntos termodinámicos [37]

El rendimiento de la planta puede ser evaluado una vez definidos los valores de todas las variables del modelo. Algunas de estas se denominan variables fijas y se mantienen constantes para cada caso y a lo largo del procedimiento paramétrico, independiente del fluido y la configuración del ciclo. Las otras, etiquetadas como variables de diseño, son ajustadas dependiendo de cada caso en particular. Todas las variables y los límites adoptados en el análisis son presentados en la Tabla 5.1. Las variables de diseño definirán el desempeño final tanto técnico como económico de la planta, por lo tanto estas debieran ser optimizadas en base a una función objetivo que se requiera minimizar o maximizar. Generalmente, pueden definirse dos clases principales de

funciones objetivos: maximizar el rendimiento de la planta o minimizar el costo de la potencia eléctrica generada. Porque normalmente se logra una mayor eficiencia con equipos más caros, los ciclos óptimos obtenidos con las dos funciones objetivo pueden ser significativamente diferentes.

| | |
|---|---|
| **Variables de diseño** | |
| $p_{in,turb}$ | Optimizado |
| $\Delta T_{ap,PHE}$ | Optimizado |
| $\Delta T_{pp,PHE}$ | $\geq 3^{o}$C |
| $\Delta T_{pp,rec}$ | $\geq 5^{o}$C |
| $\Delta T_{ap,cond}$ | $\geq 5^{o}$C |
| $\Delta T_{pp,cond}$ | $\geq 1^{o}$C |
| **Variables fijas** | |
| $\Delta T_{ap,torre}$ | 5°C [38] |
| *Caídas de temperatura y presión* | |
| $\Delta T_{cond}$ | 0,3°C [14] |
| $\Delta T_{eva}$ | 1°C [14] |
| $\Delta p_{des}$ | 1 % [14] |
| $\Delta p_{sc}$ | 2 % [14] |
| $\Delta p_{SGV}$ | 5 % [14] |
| $\Delta p_{rec,LC}$ | 2 % [14] |
| $\Delta p_{eco}$ | 50 kPa [14] |
| $\Delta p_{rec,LF}$ | 50 kPa [14] |
| $\Delta p_{agua,hex}$ | 35 kPa [39] |
| *Eficiencias* | |
| $\eta_{is,t}$ | Calculado |
| $\eta_{is,b}$ | 0,75 [13] |
| $\eta_{mec,t}$ | 0,97 [40] |
| $\eta_{mec,b}$ | 0,97 [40] |
| $\eta_{elec,t}$ | 0,98 [40] |
| $\eta_{elec,b}$ | 0,98 [40] |
| $\eta_{hex}$ | 0,98 [12] |
| $\eta_{vent}$ | 0,75 [41] |

**Tabla 5.1:** Parámetros fijos y variables adoptados para el análisis termodinámico

Las caídas de presión relativas para flujos de vapor son en referencia a la presión de entrada del componente, mientras que se asumen pérdidas de presión absolutas para flujos líquidos. Para los intercambiadores de calor bifásicos se definen caídas de temperaturas saturadas en lugar de caídas de presión (como lo propuesto en la Ref. [37]). Se consideran intercambiadores de C&T ya sea normales o dispuestos como evaporadores/condensadores (ver: Figura B.1, Figu-

ra B.3,Figura B.4).

Antes de comenzar a describir los efectos de cada una de las variables de diseño en el desempeño del ciclo, hay que mencionar que la optimización de estas requeriría un proceso completamente iterativo y algoritmos robustos que puedan obtener soluciones óptimas en un tiempo computacional razonable sin incurrir en mínimos locales. Por otro lado, la fase actual del proyecto implica fuertes suposiciones y un diseño exacto de la planta no esta dentro del alcance del estudio, y tampoco sería razonable en estas instancias hacerlo debido a la gran incertidumbre del proyecto en todos sus aspectos. La intención es entregar soluciones generales y resultados coherentes económicamente. Por lo tanto, se harán algunas simplificaciones en la determinación de las variables óptimas del modelo, en vez de realizar una optimización simultánea de las seis variables de diseño, se irán ajustando dependiendo de cada caso y del enfoque que quieramos darle al diseño. En la Tabla 5.2 se describen los tres distintos enfoques propuestos para el diseño de la planta geotérmica.

| **Caso** | **Descripción variables de diseño** |
|---|---|
| **Caso base** | Los costos de inversión inicial fijos (independientes de la producción de la planta) son altos en la energía geotérmica. Por lo tanto, a menos que el proyecto no parta de cero y ya hayan pozos perforados en el lugar, será más rentable utilizar una planta más eficiente y por lo tanto más costosa (con el fin de aprovechar al máximo todo esa inversión inicial). Con esto en consideración y con el fin de no requerir tampoco grandes superficies en el condensador, se definen las siguientes variables de diseño: $\Delta T_{ap,cond} = 10^oC$, $\Delta T_{pp,cond} = 3^oC$, $\Delta T_{pp,rec} = 5^oC$ y $\Delta T_{pp,PHE} = 3^oC$, de esta forma $\Delta T_{ap,PHE}$ y $\Delta p_{in,t}$ son optimizadas mediante el método de aproximación cuadrática integrado en EES [42]. |
| **Maximización de la producción (Anexo E)** | Para este caso, las variables; $\Delta T_{ap,cond}$, $\Delta T_{pp,cond}$, $\Delta T_{pp,rec}$ y $\Delta T_{pp,PHE}$ son definidas por el límite inferior establecido en la Tabla 5.1, ya que una reducción de estos parámetros conduce a un progresivo aumento en la potencia bruta de la planta. Las variables $\Delta T_{ap,PHE}$ y $\Delta p_{in,t}$ son optimizadas con el método de aproximación cuadrática. |
| **Minimización del costo específico (Anexo F)** | En base a los resultados obtenidos en el caso base, se intenta minimizar el costo específico de la planta optimizando las variables; $\Delta T_{ap,cond}$, $\Delta T_{pp,cond}$ y $\Delta T_{pp,PHE}$ con el método de aproximación cuadrática. Esto se realiza para demostrar los efectos de una planta menos eficiente, pero a la vez menos costosa, en la evaluación final del proyecto. |

**Tabla 5.2:** Casos desarrollados con distintos enfoques en el diseño de la planta

Como se mencionó, la simulación del ORC se realiza utilizando un programa escrito en EES, con todas las ecuaciones del modelo descritas más adelante en esta sección, una metodología global fue desarrollada y esquematizada en la Figura 5.2. Las variables que generalmente pueden ser optimizadas en un ORC son descritas a continuación, con una breve descripción de los efectos que tienen sobre la evaluación del ciclo.




**Figura 5.2:** Esquema de la metodología utilizada

La presión a la entrada de la turbina, $p_{in,turb}$, es un parámetro independiente en el diseño y su valor óptimo va a variar ampliamente en cada uno de los casos. Este parámetro afecta fuertemente la eficiencia térmica del ciclo, el flujo másico del fluido de trabajo, la eficiencia y diseño de la turbina y la superficie requerida por los intercambiadores de calor, los cuales contribuyen a la mayor fracción de los costos de capital de la planta [13, 43, 44].

La diferencia entre la temperatura de entrada del fluido geotérmico ($T_{in,geo}$) y la temperatura en la entrada de la turbina (punto 1) se define por $\Delta T_{ap,PHE}$. Este parámetro establece la máxima temperatura del ciclo y afecta la producción de energía de varias formas dependiendo del caso.

La diferencia de temperatura entre los puntos 3 y 5 se denomina punto pinch [1] del recuperador, $\Delta T_{pp,rec}$. Este parámetro influencia la efectividad del regenerador. El mínimo es definido para no sobrepasar límites económicos y requerir grandes superficies de transferencia de calor que no son justificadas para ese componente. Esta variable es importante cuando existe un límite en la temperatura de reinjección del fluido geotérmico, ya que un diseño apropiado del recuperador va a permitir obtener la mejor compensación entre la eficiencia del ciclo y la explotación del calor geotérmico disponible.

La variable $\Delta T_{ap,cond}$ define la temperatura y presión a la entrada del condensador. Una reducción de este parámetro conduce a un aumento en la potencia bruta de la planta gracias a una mayor caida de presión y entalpía en la turbina con beneficios en la eficiencia del ciclo. Por otra parte, implica un aumento en el consumo auxiliar de los condensadores el cual puede ser una parte relevante de la potencia bruta cuando se utilizan aerocondensadores. Desde un punto de vista puramente termodinámico, si se utiliza agua como medio refrigerante, la temperatura de condensación puede fijarse a un valor oportuno según la temperatura ambiente, la configuración del condensador, el límite en el incremento de la temperatura o la necesidad de evitar un alto vacío en el condensador y su consiguiente filtración de GNCs. En contraste, si se utiliza un aerocondensador, se debe optimizar la temperatura de condensación teniendo en cuenta que cuanto menor sea su valor, mayor será el caudal de aire requerido y el consumo del ventilador. Económicamente, en cambio, la variación en la temperatura de condensación implica dos efectos contrarios en el LCOE, y el valor óptimo para esta variable es un resultado de la compensación entre un aumento en la producción de energía y un mayor costo del equipamiento causado por grandes superficies de transferencia de calor y ventiladores más grandes. Adicionalmente, reducir la presión de condensación conduce a mayores caudales y ratios de expansión volumétrica en la turbina necesitando como consecuencia turbinas de mayor tamaño y con un mayor número de etapas.

$\Delta T_{pp,cond}$ define la mínima diferenecia de temperatura entre el vapor saturado en el condensador y el flujo de agua refrigerante. Al incrementar este parámetro, se necesita menor flujo másico de agua conllevando a una reducción en el consumo de la bomba y los ventiladores, pero el condensador tendrá un superficie mayor implicando un mayor costo del equipo.

La variable $\Delta T_{pp,PHE}$ define la pendiente de la curva de enfriamiento del geofluido. Desde un punto de vista termodinámico, cuanto menor sea el valor de esta variable, mayor será la producción de energía de la planta gracias a un aumento en la intoducción de calor al ciclo y a una menor LMTD en este proceso de transferencia de calor. En cambio, desde un punto de vista económico, un equilibrio entre costo y eficiencia obtiene el mejor valor para esta variable.

La temperatura anual ambiente promedio del sector de la provincia de Llanquihue se estima de aproximadamente 10°C, con una húmedad relativa de 80 %. Técnicamente, como la planta será evaluada utilizando un sistema evaporativo, la temperatura mínima alcanzable por el agua refrigerante sería 8,29°C (temperatura de bulbo húmedo).

La eficiencia de Lorenz define el trabajo máximo (ciclo reversible) que puede ser convertido a electricidad entre una fuente de calor y una fuente de frío para una fuente de calor variable. Esta está dada por:

[1] El punto pinch se define como el punto donde la diferencia de temperatura entre las dos curvas compuestas es mínima.

$$\eta_{Lorenz} = 1 - \frac{T_{amb}}{\frac{T_{geo,in} - T_{geo,lim}}{Ln\left(\frac{T_{geo,in}}{T_{geo,lim}}\right)}} \tag{5.1}$$

La potencia neta de la planta es entonces calculada como la diferencia entre la potencia bruta del generador y el consumo de las bombas (bombas pozos + bombas sistema de refrigeración + bombas del ORC) y los ventiladores de la torre. Finalmente, los siguientes índices de desempeño pueden obtenerse:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{neto}}{Q_{in}} \tag{5.2}$$

$$\eta_{rec} = \frac{Q_{in}}{Q_{in,max}} \tag{5.3}$$

$$\eta_{planta} = \eta_{ciclo} \cdot \eta_{rec} = \frac{W_{neto}}{Q_{in,max}} \tag{5.4}$$

$$\eta_U = \frac{\eta_{planta}}{\eta_{Lorenz}} \tag{5.5}$$

Donde $T_{lim,geo}$ es la temperatura mínima de reinyección del fluido geotérmico para evitar la precipitación de sales en las superficies de los intercambiadores de calor y $Q_{in,max}$ es la energía térmica máxima que puede ser recuperada al enfriar el geofluido hasta $T_{lim,geo}$. $Q_{in}$ es la energía térmica liberada por el fluido geotérmico cuando es enfriado en los intercambiadores de calor del ciclo orgánico de Rankine y por lo tanto es la energía térmica recibida por el ciclo dividido en la eficiencia térmica de los intercambiadores de calor.

Es importante destacar aquí que la eficiencia del ciclo es sólo un parámetro útil para la interpretación de los resultados obtenidos, pero no puede usarse como parámetro de optimización en plantas geotérmicas. De hecho, aumentar la eficiencia del ciclo a menudo conduce a una reducción en la tasa de recuperación de calor. Por esta razón, en el análisis siempre se referirá a eficiencia de planta, eficiencia de utilización o potencia neta.

## 5.1. Caracterización del reservorio

Se asume que el reservorio geotérmico es líquido dominado, y se mantiene como líquido subenfriado en la cabeza del pozo con una presión ajustada a 20 bar, las pérdidas de presión en las tuberías y en el trayecto hacia la planta son despreciables. Las bombas en los pozos son localizadas a 400 metros de profunidad (para evitar una ebullición anticipada del geofluido) y se estima un flujo másico de 100 kg/s por pozo [45]. Las simulaciones fueron ejecutadas para varios flujos másicos, pero el desarrollo del estudio se enfoca en un flujo de 400 kg/s como se explica en la Sección 6. Finalmente, por simplicidad, para las simulaciones se considera que el geofluido es puramente agua.

Con respecto a la temperatura mínima de la fuente de calor un número de razones técnicas puede limitar su valor sobre el ambiente. En este caso, el límite está relacionado con la precipitación de sales presentes en la salmuera geotérmica. Independiente de la configuración de la planta, el geofluido contendrá un alto porcentaje de sales que puede variar mucho de un caso a otro. Estos compuestos son principalmente carbonatos, sulfatos, y nitratos de metales alcalinos como sodio y calcio, y su composición está estrictamente relacionada con el tipo de rocas

que rodean el reservorio geotérmico. Dependiendo de las especies químicas y su concentración hay un límite de temperatura operativa por debajo del cual las sales comienzan a precipitar formando incrustaciones en los intercambiadores de calor, lo que implica una reducción de los coeficientes de transferencia de calor y un aumento de las caídas de presión. Este límite, también llamado límite de temperatura de reinyección, es bastante difícil de definir y su evaluación requiere el conocimiento exacto de la composición del geofluido y el cálculo del equilibrio de las especies químicas a diferentes temperaturas. En base a la experiencia de Enel en la explotación de energía geotérmica este límite técnico es de alrededor de 70-75 °C para la mayoría de sus plantas en operación actualmente [14]. Otra consecuencia de un enfriamiento excesivo del geofluido es el agotamiento prematuro del reservorio cuya temperatura es progresivamente reducida durante su tiempo de vida. Una reducción en la temperatura de alrededor de 1-2 °C por año fue reportado en plantas operativas explotando fluido geotérmico con una temperatura inicial de 150 °C, implicando una reducción gradual del rendimiento del ciclo de potencia de la planta [14]. A menos que se indique lo contrario, para la evaluación se estima una temperatura límite de reinyección de 70°C en base a las experiencias mencionadas anteriormente. Adicionalmente, en el Anexo G se realiza un análisis de sensibilidad para la temperatura de reinyección donde se pudieron concluir varios aspectos relevantes respecto al desempeño de los ciclos y de los fluidos de trabajo analizados. Para la evaluación del ciclo de vida del proyecto se estima una reducción anual de la temperatura del reservorio de 0,5 % año, realizando una reposición del reservorio cuando haya declinado más de 17°C la temperatura del reservorio (el reemplazo del campo de pozos es contabilizado en el OpEx del proyecto, ver Sección C.2), este costo es generalmente desembolsado aproximadamente cada 22-26 años de operación dependiendo de la temperatura del reservorio. Por último, con el fin de abarcar globalmente las condiciones del yacimiento geotérmico de Reloncaví, se evaluan las siguientes temperaturas en el reservorio: 135°C, 160°C y 180°C.

Se estima que el flujo del geofluido no pierde temperatura desde el reservorio hasta la superficie a través del pozo de producción. La suposición de un entalpía constante hasta la planta es muy buena para todo este proceso. La pérdida de calor del geofluido debido a una diferencia de temperatura con la roca circundante es muy pequeña debido a la baja conductividad térmica de las varias capas de cubierta y cemento del pozo, y de la roca circundante. Adicionalmente, la velocidad de flujo en el pozo es muy alta, lo que permite poco tiempo para que se produzca la transferencia de calor [46]. Igualmente, las tuberias en la superficie son envueltas en material aislante.

## 5.2. Selección del fluido de trabajo

Los ORC pueden ser diseñados usando un gran número de posibles fluidos de trabajo: esto obviamente es una gran ventaja que hace que estos sistemas sean adecuados para casi todas las fuentes de calor pero, por otra parte, hace la resolución del problema de optimización inevitablemente más difícil. Los fluidos orgánicos se pueden seleccionar de diversas clases químicas como hidrocarburos (alcanos, alquenos, etc.), fluidos refrigerantes (compuestos parcialmente fluorados y perfluorados), y siloxanos.Dado un cierto recurso geotérmico en términos de entalpía del fluido, contenido de gases no condensables, condiciones en la cabeza del pozo, composición química y cantidad de recurso disponible, y condiciones de contorno definidas, varios ORC son aplicables, gracias a los muchos grados de libertad disponibles.

Los fluidos de trabajo para aplicaciones geotérmicas generalmente son de bajo punto de ebullición, lo que significa que la evaporación tiene lugar a mayor presión que la presión de sa-

turación del agua a la misma temperatura. Muchos fluidos orgánicos de bajo punto de ebullición estan disponibles en el mercado, tales como clorofluorocarbonos (CFC), hidroclorofluorocarbono (HCFC), hidrofluorocarbono (HFC), fluorocarbono (FC), hidrocarbono (HC), y el más reciente hidrofluoroolefina (HFO). Actualmente, de la lista, los fluidos CFC y HCFC han sido prohibidos debido a su elevado potencial de agotamiento de ozono (ODP, por sus siglas en inglés) y los tradicionales HFC se están eliminando progresivamente debido a su alto potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés) a favor de los HFO.

En la Tabla 5.3 se presentan las características termofísicas más importantes de los fluidos orgánicos actualmente utilizados en el mercado para aplicaciones geotérmicas, y en consecuencia los seleccionados para la evaluación de la planta.

| **Nombre** | **Clase** | **Fórmula química** | **Peso molecular (kg/kmol)** | **Temperatura crítica (°C)** | **Presión crítica (MPa)** | **Punto de ebullición a 1,013 bar (°C)** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| R134a | HFC | $CH_2FCF_3$ | 102,0 | 101,1 | 4,059 | -26,1 |
| R245fa | HFC | $CF_3CH_2CHF_2$ | 134,0 | 154,0 | 3,651 | 15,1 |
| Isobutano | HC | $C_4H_{10}$ | 58,1 | 134,7 | 3,629 | -11,8 |
| Butano | HC | $C_4H_{10}$ | 58,1 | 152,0 | 3,796 | -0,5 |
| Isopentano | HC | $C_5H_{12}$ | 72,1 | 187,2 | 3,378 | 27,8 |
| Pentano | HC | $C_5H_{12}$ | 72,1 | 196,6 | 3,370 | 36,1 |

**Tabla 5.3:** Características termofísicas de los fluidos orgánicos seleccionados para la evaluación

## 5.3. Selección de la configuración de la planta

En el estudio se evaluaron ciclos subcríticos y supercríticos con un sistema de presión único, con el fin de determinar preliminarmente la eventual producción de la planta (Tabla 5.4). A medida que avance la exploración en terreno, se sabrá con mayor precisión las condiciones del fluido geotérmico, que son parámetros de entrada fundamentales para las simulaciones y para la selección final del diseño de la planta geotérmica, y por ende ahí se podrá evaluar de manera más razonable la implementación de ciclos con múltiples niveles de presión.

| | | |
|---|---|---|
| **Subcrítico** | Saturado | Regenerativo |
| | | No-regenerativo |
| | Sobrecalentado | Regenerativo |
| | | No-regenerativo |
| **Supercrítico** | | Regenerativo |
| | | No-regenerativo |

**Tabla 5.4:** Configuraciones de ciclos investigadas

De esta forma, el modelo técnico-económico desarrollado servirá para ir evaluando la planta a medida que se vayan aclarando las condiciones del reservorio y las limitantes técnicas, ambientales y de seguridad.

## 5.4. Modelo termodinámico

Se desarrolla un análisis en términos de un sistema cerrado operando en estado estacionario. Esto es justificado por dos razones. Primero, la instalaciónes geotérmicas son intrínsecamente destinadas para operar a potencia base, implicando largos períodos de funcionamiento en condiciones fijas. Segundo, el efecto de las condiciones variables se estudia mejor como una perturbación relativamente constante del estado estacionario.

Las plantas geotérmica binarias son recomendadas para la generación de electricidad en los casos en que el recurso geotérmico es de baja entalpía. En este caso, la planta operará con un Ciclo Regenerativo Organico de Rankine (RORC, por sus siglas en inglés) (Figura 5.1). El RORC es un ciclo cerrado que convierte el calor del fluido geotérmico en electricidad mediante la transferencia del calor a un fluido de trabajo con una baja temperatura de ebullición (fluido orgánico).

### 5.4.1. Análisis de la turbina/generador

Suponiendo que la energía potencial y cinética son despreciables en conjunto con una operación adiabática y estacionaria, la potencia de salida del conjunto turbina-generador se obtiene de la siguiente forma:

$$\dot{W}_t = \frac{\dot{m}_{ft}\,(h_1 - h_2)}{\eta_{mec_t} \cdot \eta_{elec_t}} = \frac{\dot{m}_{ft} \cdot \eta_{is,t}\,(h_1 - h_{2s})}{\eta_{mec_t} \cdot \eta_{elec_t}} \tag{5.6}$$

donde $\eta_{is,t}$ es la eficiencia isentrópica de la turbina, y es una cantidad conocida, dada por:

$$\eta_{is,t} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \tag{5.7}$$

### 5.4.2. Análisis torre de refrigeración/condensador

La torre de refrigeración enfría el agua proveniente del condensador. Funciona como un intercambiador de calor entre el fluido de trabajo y el aire a condición ambiente. La temperatura del agua a la salida de la torre de enfriamiento se define por $\Delta T_{ap,torre}$ (ver Tabla 5.1). La efectividad de la torre se calcula utilizando el método $\epsilon$-NTU explicado en la Sección 5.5. Con la efectividad se puede calcular la entalpía del aire y su ratio de húmedad $\omega$ a la salida de la torre:

$$\epsilon_{torre} = \frac{(h_{aire,out} - h_{aire,in})}{(h_{aire,sat} - h_{aire,in})} \tag{5.8}$$

$$\epsilon_{torre} = \frac{(\omega_{aire,out} - \omega_{aire,in})}{(\omega_{aire,sat} - \omega_{aire,in})} \tag{5.9}$$

Con un balance de energía en la torre de enfriamiento se puede estimar el flujo másico de aire necesario:

$$\dot{m}_{aire}(h_{aire,in} - h_{aire,out}) + \dot{m}_{w,in}h_{w,in} - \dot{m}_{w,out}h_{w,out} + \dot{m}_{w,reposicion}h_{w,reposicion} = 0 \quad (5.10)$$

De esta forma, $m_{w_{in}}$ y $m_{w_{out}}$ es el flujo másico de agua a la entrada y salida de la torre de refrigeración respectivamente, $\dot{m}_{aire}$ es el flujo másico de aire requerido para disipar el calor, y $\dot{m}_{w,reposicion}$ es el agua perdida por evaporación y la requerida a reponer en el sistema de refrigeración, y se calcula con la siguiente relación:

$$\dot{m}_{w,reposicion} = \dot{m}_{aire}(\omega_{aire,out} - \omega_{aire,in}) \quad (5.11)$$

La temperatura del agua de reposición se estima en 2°C mayor a la temperatura ambiente.

El área de la torre de refrigeración puede estimarse de la siguiente forma:

$$A_{torre} = \frac{m_{aire} \cdot \nu_{esp,\,aire}}{v_{aire}} \quad (5.12)$$

La caída de presion total a través del paso de aire, $\Delta P$, es la suma de la caída de presión estática y la presión por velocidad. La caída de presión estática incluye la caída de presión a través del relleno de la torre, $\Delta P_{fill}$, y la suma de las pérdidas de presión misceláneas, $\Delta P_{misc}$.

La caída de presión a través del relleno esta acoplada al coeficiente de pérdidas, $K_{fill}$, por la siguiente relación [41]:

$$\Delta P_{fill} = K_{fill} L_{fill} \frac{mav_m^2}{2\rho_m A^2} \quad (5.13)$$

donde:

$$K_{fill} = 3.89 \left(\frac{\dot{m}_w}{A}\right)^{0.77} \left(\frac{\dot{m}_{aire}}{A}\right)^{-0.117} + 15.32 \left(\frac{\dot{m}_w}{A}\right)^{0.215} \left(\frac{\dot{m}_{aire}}{A}\right)^{0.079} \quad (5.14)$$

aquí, $mav_m$ es el caudal promedio aritmético de aire-vapor a través del relleno, y esta dado por:

$$mav_m = \frac{mav_{in} \cdot mav_{out}}{2} \quad (5.15)$$

adicionalmente, $\rho_m$ es la densidad media armónica del aire húmedo a través del relleno.

$$\rho_m = \frac{1}{\left(\frac{1}{\rho_{in}} + \frac{1}{\rho_{out}}\right)} \quad (5.16)$$

Las pérdidas de presión misceláneas totales ($\Delta P_{misc}$) pueden ser expresadas en función de la velocidad media del conjunto aire-vapor ($V_m$). Por consiguiente, con respecto a una aproximación de 6,5 para el coeficiente de pérdidas misceláneas [41] y la densidad media armónica, las pérdidas de presión misceláneas se estiman de la siguiente manera:

$$\Delta P_{misc} = 6,5\, \frac{\rho_m V_m^2}{2} \quad (5.17)$$

La presión debido a la velocidad es alrededor de 2/3 de la caída de presión estática total [41]. Por lo tanto, la caída de presión total es:

$$\Delta P = 1,667\,(\Delta P_{fill} + \Delta P_{misc}) \tag{5.18}$$

Finalmente, la potencia necesaria de los ventiladores es:

$$\dot{W}_{vent} = \frac{\Delta P \cdot \dot{m}_{aire} \cdot \nu_{esp,\,aire}}{\eta_{vent}} \tag{5.19}$$

### 5.4.3. Análisis bombas

**Bomba 1: Ciclo**

En esta etapa el fluido es comprimido (desde el tramo 5 al 6, ver Figura 5.1). El trabajo suministrado por esta bomba es:

$$\dot{W}_{b,1} = \frac{\dot{m}_{ft}\,(h_6 - h_5)}{\eta_{mec,b} \cdot \eta_{elec,b}} = \frac{\dot{m}_{ft}\,(h_{6s} - h_5)}{\eta_{is,b} \cdot \eta_{mec,b} \cdot \eta_{elec,b}} \tag{5.20}$$

En este caso, $\eta_{mec,b}$ y $\eta_{elec,b}$ son la eficiencia mecánica y eléctrica de la bomba respectivamente, y $\eta_{is,b}$ es la eficiencia isentrópica dada por:

$$\eta_{is,b} = \frac{(h_{6s} - h_5)}{(h_6 - h_5)} \tag{5.21}$$

**Bomba 2: Sistema de refrigeración**

Esta bomba hace circular el agua en el sistema de refrigeración. Su trabajo se estima de la siguiente forma:

$$\dot{W}_{b2} = \frac{\dot{m}_{agua}\,(h_{in} - h_{out})}{\eta_{mec,b} \cdot \eta_{elec,b}} \tag{5.22}$$

**Bomba 3: Pozos**

Por último, la bomba instalada en el pozo bombea el fluido geotérmico del reservorio hasta la superficie, para posteriormente pasar por los intercambiadores de calor y reinjectarse nuevamente al reservorio. La potencia total del bombeo se estima usando la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{b3} = \frac{(H_{bomba} + f_{gf})\dot{m}_{gf}}{\eta_{b,eje}} \tag{5.23}$$

La eficiencia de las bombas de eje lineal $\eta_{b,eje}$ varian entre 60-70 %[45], para la evaluación se estima un 68 %. Por otro lado, $\dot{m}_{gf}$ es el flujo másico del geofluido extraído a través de los pozos, $H_b$ es la profundidad de instalación de las bombas (400 m) y $f_{gf}$ son las pérdidas de carga por fricción, la cual se estima en 9 m [45].

### 5.4.4. Análisis Intercambiadores de Calor

Manteniendo los supuestos generales, también se asume que el flujo es estacionario, y que las diferencias de energía cinética y potencial entre la salida y entrada de los intercambiadores de calor son despreciables. Considerando el sistema termodinámico completo, se tiene que:

$$\dot{m}_{gf}\,(h_A - h_D)\,\eta_{hex} = \dot{m}_{ft}\,(h_1 - h_7) \tag{5.24}$$

Si el geofluido tiene un bajo contenido de gases y sólidos disueltos, el término izquierdo de la ecuación puede ser reemplazado por el calor específico promedio del geofluido $\bar{c}_{gf}$ por la caída de temperatura:

$$\dot{m}_{gf}\bar{c}_{gf}\left(T_A - T_D\right)\eta_{hex} = \dot{m}_{ft}\left(h_1 - h_7\right) \tag{5.25}$$

El precalentador provee calor sensible al fluido de trabajo para aumentar su temperatura hasta su punto de ebullición, estado 8. La evaporación ocurre desde 8-9 a lo largo de una isoterma para ciclos subcríticos. El lugar en el intercambiador de calor en donde el geofluido y el fluido de trabajo experimentan la diferencia minima de temperatura se llama punto pinch, y el valor de esta diferencia es designada por $\Delta T_{pp,PHE}$.

Los estados 7, 8, 9 y 1 son conocidos por las especificaciones del ciclo: el estado 7 es líquido comprimido proveniente de la bomba de alimentación y del recuperador; estado 8 es líquido saturado a la presión del intercambiador de calor; el estado 9 es vapor saturado y el estado 1 es vapor sobrecalentado definido por $\Delta T_{ap,PHE}$. Se tienen entonces las siguientes relaciones:

Precalentador: $\dot{m}_{gf}\bar{c}_{gf}\left(T_C - T_D\right)\eta_{hex} = \dot{m}_{ft}\left(h_8 - h_7\right)$

Evaporador: $\dot{m}_{gf}\bar{c}_{gf}\left(T_B - T_C\right)\eta_{hex} = \dot{m}_{ft}\left(h_9 - h_8\right)$

Sobrecalentador: $\dot{m}_{gf}\bar{c}_{gf}\left(T_A - T_B\right)\eta_{hex} = \dot{m}_{ft}\left(h_1 - h_9\right)$

Es importante destacar que en los ciclos subcríticos la localización del punto pinch es fácil de encontrar, ya que normalmente se encuentra al comienzo del proceso de evaporación. Sin embargo, hay que prestar mayor atención al caso de ciclos supercríticos porque la ubicación exacta del punto pinch no se conoce a priori, por lo tanto para localizar este punto se discretiza el SGV en varias secciones usando un incremento fijo de entalpia, como se explica en la próxima sección.

## 5.5. Dimensionamiento intercambiadores de calor

Cuando ya se conocen tanto las condiciones de entrada como de salida de cada componente, es posible dimensionar los intercambiadores de calor y hacer coincidir cada uno de los perfiles de temperatura. Cada intercambiador de calor está discretizado en varias secciones diferentes cuyo número depende del tipo de componente. Tanto para el evaporador como para el condensador se considera un número de secciones igual a 20 para caracterizar adecuadamente los perfiles de temperatura, mientras que para los flujos monofásicos se impone una discretización basada en un valor fijo $\Delta h$ de 40 divisiones. Para el intercambiador de calor primario de los ciclos supercríticos un número de 40 divisiones también se considero suficiente para localizar adecuadamente la diferencia de temperatura en el punto pinch y para considerar las variaciones en las propiedades de los fluidos.

El intercambiador de calor de carcasa y tubos se puede simular como un intercambiador operando a contraflujo [47] como se muestra esquemáticamente en la Figura 5.3 y se utiliza para demostrar la metodología de modelación de los sub-intercambiadores de calor.

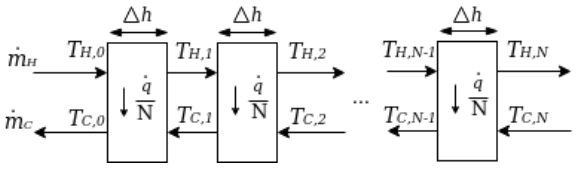



**Figura 5.3:** Notación adoptada para modelar los sub-intercambiadores de calor

Un balance de energía según la Ecuación 5.26 en el lado frío proporciona la entalpía que sale de cada uno de los sub-intercambiadores de calor.

$$h_{C,i} = h_{C,i-1} - \frac{\dot{q}}{N\dot{m}_C} \tag{5.26}$$

donde $h_{C,i}$ es la entalpía del lado frío en la sección $i$, $\dot{q}$ es la tasa de transferencia de calor, $N$ el número de divisiones y $\dot{m}_C$ el flujo másico del flujo frío.

El método $\epsilon$-NTU puede ser individualmente aplicado a cada sección con el fin de determinar la conductancia que debe asignarse a cada sub-intercambiador de calor [47]. Las tasas de capacidad en el lado frío y caliente dentro de cada sub-intercambiador de calor se definen como:

$$\dot{C}_{H,i} = \dot{m}_{H,i}c_{H,i} \quad para\ i = 1...N \tag{5.27}$$

$$\dot{C}_{C,i} = \dot{m}_{C,i}c_{C,i} \quad para\ i = 1...N \tag{5.28}$$

donde $c_{H,i}$ y $c_{C,i}$ son las capacidades caloríficas del fluido caliente y frío respectivamente. Se puede considerar que la capacidad calorífica específica es aproximadamente constante dentro de cada sub-intercambiador de calor debido a que el intervalo de temperatura abarcado por cada sección es pequeño. El valor de las capacidades caloríficas utilizadas en las Ecuación 5.27 y Ecuación 5.28 debe ser un valor promedio para cada sub-intercambiador de calor. El valor medio más adecuado de la capacidad calorífica es la relación entre el cambio de entalpía y el cambio de temperatura experimentado por el fluido [47]:

$$\dot{C}_{H,i} = \dot{m}_{H,i}\frac{(h_{H,i-1} - h_{H,i})}{(T_{H,i-1} - T_{H,i})} \quad para\ i = 1...N \tag{5.29}$$

$$\dot{C}_{C,i} = \dot{m}_{C,i}\frac{(h_{C,i-1} - h_{C,i})}{(T_{C,i-1} - T_{C,i})} \quad para\ i = 1...N \tag{5.30}$$

Se puede calcular la efectividad de cada sub-intercambiador de calor al conocer la tasa de transferencia de calor real y la tasa máxima posible en cada sección. La tasa real de transferencia de calor en cada sub-intercambiador de calor se conoce $(\dot{q}/N)$ y la máxima tasa de transferencia de calor posible es el producto del mínimo entre $\dot{C}_{H,i}$ y $\dot{C}_{C,i}$ y la diferencia de temperatura máxima:

$$\epsilon_i = \frac{\dot{q}/N}{MIN\left(\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i}\right)(T_{H,i-1} - T_{C,i})} \tag{5.31}$$

El número de unidades de transferencia requerido por cada sub-intercambiador de calor $(NTU_i)$ es obtenido usando la solución $\epsilon$-NTU para un intercambiador de calor de carcasa y

tubos [47], la cual esta dada por la Ecuación 5.32:

$$NTU_i = \frac{ln\left(\frac{E+1}{E-1}\right)}{\sqrt{1+C_{R,i}^2}} \qquad donde\ E = \frac{2-\epsilon_i\left(1+C_{R,i}\right)}{\epsilon_i\sqrt{1+C_{R,i}^2}} \tag{5.32}$$

Para intercambiadores de calor con cambios de fase el valor de $C_R$ tiende a cero, por lo tanto la efectividad es calculada en base a la tasa de capacidad del fluido sin cambio de fase y las unidades $NTU$ mediante la Ecuación 5.33:

$$NTU_i = -ln\left(1-\epsilon_i\right) \tag{5.33}$$

Finalmente la conductancia requerida por cada sub-intercambiador de calor es:

$$UA_i = NTU_i \cdot MIN\left(\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i}\right) \tag{5.34}$$

El parámetro $UA$ da una indicación razonable del tamaño del intercambiador de calor y es utilizado para estimar su costo en la Sección C.1. Cada sub-intercambiador de calor corresponde a una cierta pequeña longitud del total del intercambiador de calor, entonces el parámetro UA total se calcula de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$UA_{HEX} = \sum_{i=0}^{N} UA_i \tag{5.35}$$

Es importante mencionar que el diseño detallado de los intercambiadores de calor no es necesario para el objetivo del estudio, ya que solo se requiere comparar diferentes diseños de plantas y seleccionar un pequeño número de combinaciones prometedoras para una situación dada. Este enfoque es útil para producir comparaciones aproximadas pero realistas entre las diferentes soluciones. Por lo tanto, el valor del coeficiente global de transferencia de calor $U$ se considera constante, ya que su valor solo puede ser calculado conociendo la geometria exacta de los intercambiadores de calor. En la Tabla 5.5 se reportan los coeficientes $U$ considerados para los distintos intercambiadores de calor.

| **Intercambiador de calor** | **U ($\mathbf{W/m^2K}$)** |
|---|---|
| Sobrecalentador | 674 [36] |
| Evaporador | 1.600 |
| Economizador | 1.000 |
| Condensador | 833 [36] |
| Recuperador | 1059 [36] |

**Tabla 5.5:** Coeficientes de transferencia de calor $\bar{U}$ utilizados para el análisis

## 5.6. Dimensionamiento turbina

En plantas geotérmicas binarias distintas categorías de turbinas pueden ser utilizadas: algunos fabricantes ofrecen turbinas centrífugas de una sola etapa, otras están orientadas hacia turbinas de flujo axial [22, 48], que usualmente adoptan más de una etapa. Una tercera opción es una turbina de salida radial multietapa [34], que permite alcanzar altas eficiencias cuando se tienen que manejar grandes razones de flujo volumétrico en la expansión. En este estudio sólo se considerarán turbinas axiales, dada la disponibilidad de correlaciones precisas para la predicción de la eficiencia de cada etapa [49].

Todos los datos estadísticos demuestran que la turbina de flujo axial es por lejos la solución preferida para convertir la energía potencial de un fluido que trabaja dentro de un ciclo de potencia en energía mecánica [14]. Si se sumará la contribución de turbinas geotérmicas, turbinas de vapor de biomasa, turbinas hidráulicas de flujo axial, y turbinas eólicas, se descubre que aproximadamente el 90 % de la energía producida en todo el mundo viene de turbinas de flujo axial [14]. Por otro lado, en el campo de los ciclos orgánicos de Rankine, debido a la gran variedad de aplicaciones, no se disponen de componentes normalizados preparados y cada turbina generalmente se personaliza dependiendo del fluido de trabajo y los parámetros de diseño del ciclo.

En contraste con las turbinas de vapor, el uso de fluidos complejos y pesados implica una pequeña caída de entalpía en la expansión conduciendo a un diseño de turbinas compacto con un número reducido de etapas y bajos coeficientes de carga ($k_{is}$). Por otra parte, los fluido orgánicos en general tienen una alta razón de flujo volumétrico a través de la expansión (Ecuación 5.38) y una baja velocidad del sonido, lo que conlleva a altos números de Mach y grandes variaciones en la altura de las aspas a través de la pala del rotor con un consiguiente aumento de las pérdidas [49].

En primer lugar, determinadas las condiciones a la entrada de la turbina y la presión en la salida, se puede calcular la caída de entalpía isentrópica y la razón de flujo volumétrico a través de la expansión. El número de etapas en la turbina puede ser estimada al definir un límite de $V_{ratio}$ por etapa, que para el análisis se asume igual a 4 con el fin de limitar las sanciones antes mencionadas y porque una etapa de turbina de eficiente rara vez es diseñada para trabajar con valores más altos [36]. Por lo tanto, si el $V_{ratio}$ total de la expansión es mayor a este límite, la expansión se divide en el número mínimo de etapas con el mismo $V_{ratio}$.

Una vez que el número de etapas es determinado, es posible calcular el parámetro de tamaño $SP$ y la velocidad específica $Ns$ de cada etapa mediante la Ecuación 5.36 y Ecuación 5.37 respectivamente. De acuerdo a las reglas de similitud, $SP$ es proporcional al diámetro de la etapa y es utilizado para la estimación de costos en la Sección C.1 [49].

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{out,is}}}{\Delta h_{is,etapa}^{1/4}} \tag{5.36}$$

$$Ns = \frac{RPM}{60} \frac{\sqrt{\dot{V}_{out,is}}}{\Delta h_{is,etapa}^{3/4}} \tag{5.37}$$

$$V_{ratio} = \frac{\dot{V}_{out,is}}{\dot{V}_{in}} \tag{5.38}$$

Para el cálculo de la eficiencia se utiliza la correlación propuesta en la Ref. [36] en función de $SP$, $Ns$ y $V_{ratio}$, la cual tiene la forma funcional indicada en la Ecuación 5.39 mientras que los valores númericos de los coeficientes se encuentran en el Anexo D. En la Figura 5.4 se puede observar el comportamiento de la eficiencia isentrópica de las etapas en función de $V_{ratio}$ y $Ns$ para un $SP$ constante.

$$\eta = A_0 + \sum_{i=1}^{17} A_i F_i \tag{5.39}$$

La eficiencia global de la turbina es eventualmente calculada dividiendo la suma de los trabajos realizados en cada etapa $(h_1 - h_2)$ por la caída de entalpía isentrópica a través de la turbina $(h_1 - h_{2,is})$.

En la evaluación se asume la unión directa del eje de la turbina con el generador, es decir 3.000 rpm, aún cuando en algunos casos puede ser beneficioso utilizar una caja de engranaje cuando la velocidad específica de la turbina está muy por debajo del valor óptimo ($Ns \approx 0,15$) implicando una eficiencia isentrópica baja cuando se acopla directamente al generador [49]. Este no es el caso para los fluidos evaluados en este estudio, ya que todos poseen una complejidad molecular alta que suponen bajas caídas de entalpía, por lo que se descarta la viabilidad económica de utilizar una caja de engranajes [50].

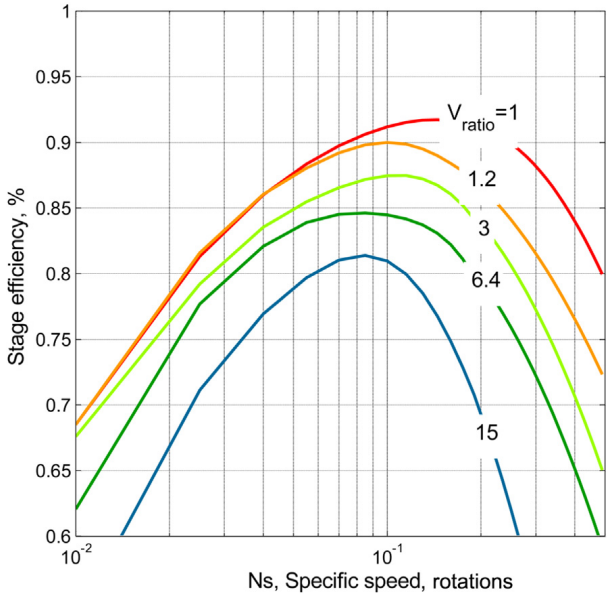



**Figura 5.4:** Curvas de eficiencia de las etapas de la turbina en función de la velocidad específica y la razón de flujo volumétrico [50]

## 5.7. Validación del modelo

Para verificar la precisión de los resultados de este modelo, los parámetros de operación calculados por el modelo se comparan con los parámetros reportados por tres plantas en operación según lo indicado en la literatura (ver Tabla 5.6). La Tabla 5.7 muestra los resultados de la comparación.

| **Variables** | **Miravalles Unidad 5 [12]** | **Nigorikawa [51]** | **Unidad Heber 2 [12, 51, 52]** |
|---|---|---|---|
| Tipo de ciclo | Sat - Rec | Sat - No rec | Sat- No rec |
| Fluido de trabajo | n-Pentano | R114 | Isopentano |
| Temperatura reservorio | 165 | 140 | 165 |
| Temperatura límite de reinyección | 136 | 92 | 68 |
| $P_{in,t}$ | 1.550 | 1.800 | 1.551 |
| $\Delta T_{pp,rec}$ | 27,0 | - | - |
| $\Delta T_{pp,cond}$ | 1,5 | 1,0 | 4,0 |
| $\Delta T_{ap,cond}$ | 9,2 | 5,0 | 9,0 |
| $\dot{m}_{gf}$ | 442,5 | 50,0 | 126,0 |

**Tabla 5.6:** Variables de diseño reportadas por la literatura para tres plantas operativas

| **Parámetros** | **Miravalles Unidad 5 [12]** | | | **Nigorikawa [51]** | | | **Unidad Heber 2 [12, 51, 52]** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Reportado | Simulado | Error (%) | Reportado | Simulado | Error (%) | Reportado | Simulado | Error (%) |
| Potencia bruta (MW) | 9,50 | 9,38 | -1,2 | 1,37 | 1,43 | +4,3 | 7,27 | 7,24 | -0,4 |
| Potencia neta (MW) | 7,75 | 7,42 | -4,2 | 1,00 | 1,04 | +4,0 | 6,87 | 6,55 | -4,7 |
| Flujo másico (kg/s) | 116,3 | 111,2 | -4,4 | 53,8 | 55,71 | +3,5 | No info | 108,6 | - |
| Etapas turbina | 3 | 3 | - | No info | 2 | - | 2 | 2 | - |
| Eficiencia ciclo (%) | 13,97 | 13,71 | -1,9 | 9,81 | 10,18 | +3,7 | 13,20 | 12,88 | -2,4 |

**Tabla 5.7:** Resultados de la validación

# 6. Análisis técnico-económico

Con el fin de destacar la influencia de las variables de diseño en el desempeño termodinámico del ciclo, primero se examinarán los resultados obtenidos correspondientes al ciclo subcrítico regenerativo con isopentano. En la Figura 6.1 se presentan los resultados obtenidos para la eficiencia de la planta con diferentes niveles de sobrecalentamiento. Se asumió un flujo másico geotérmico de 400 kg/s con una temperatura máxima de 150 °C y una temperatura de reinyección límite de 70°C.

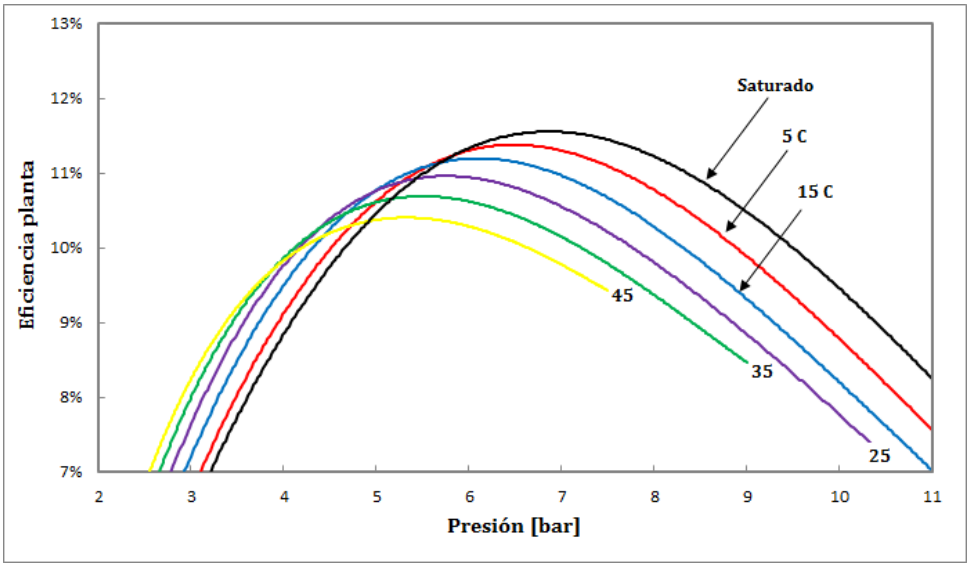
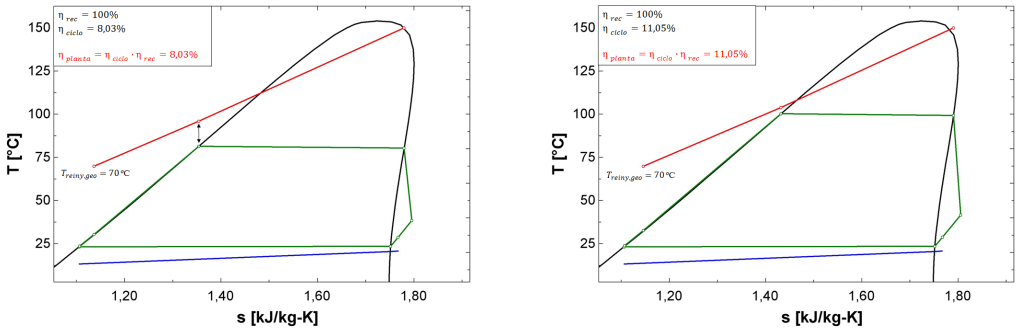


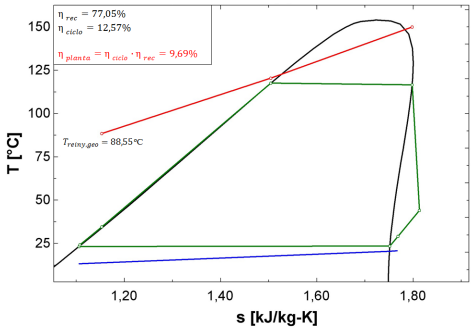

**Figura 6.1:** Resultados para un ciclo subcrítico con regeneración e isopentano como fluido de trabajo, con diferentes niveles de sobrecalentamiento

Al observar la tendencia de una de las curvas, es posible notar que a bajas presiones de evaporación, la energía térmica del fluido geotérmico es totalmente explotada y un aumento en la presión de evaporación es conveniente porque implica una mayor eficiencia del ciclo. Esto sucede hasta un cierto punto, donde posteriormente la eficiencia de la planta comienza a disminuir. Desde esta presión en adelante, la temperatura de reinyección comienza a ser mayor al límite técnico establecido lo que conlleva a una caída en la eficiencia de recuperación del calor del geofluido ($\eta_{rec}$, ver Ecuación 5.3) y en consecuencia una disminución en el desempeño global de la planta. Como se puede observar ampliamente en la literatura y en plantas operativas hoy en día, es evidente que el ciclo saturado es la solución óptima y el sobrecalentamiento es perjudicial para el rendimiento termodinámico. En efecto, la curva de saturación de los fluidos orgánicos permite obtener un estado seco a la salida de la turbina sin la necesidad de tener que sobrecalentar el fluido. Esta característica es una ventaja importante cuando son comparadas con las turbinas a vapor, ya que la ausencia de condensación disminuye el riesgo de sufrir corrosión en las aspas de la turbina, lo que extiende la vida útil de éstas a cerca de 30 años en lugar de los 15-20 años que generalmente poseen las turbinas de vapor [53].

La Figura 6.2 exhibe el comportamiento antes mencionado con R245fa como fluido de trabajo en un diagrama T-s. La eficiencia máxima de la planta se obtiene para la mejor compensación entre la eficiencia de recuperación y la eficiencia térmica del ciclo, la cual generalmente resulta ser la máxima presión que permite enfriar el fluido geotérmico a su temperatura límite.




**(a)** $p_{in,t} = 8$ [bar] **(b)** $p_{in,t} = 12{,}5$ [bar]




**(c)** $p_{in,t} = 18$ [bar]

**Figura 6.2:** Diagrama T-s para un ciclo saturado regenerativo con R245fa y distintas presiones de evaporación. En (a) un aumento de la presión es beneficioso porque aumentaría la eficiencia térmica del ciclo sin necesidad de renunciar a energía extraíble del fluido geotérmico, en (b) se obtiene el punto óptimo de eficiencia, y en (c) la eficiencia de recuperación comienza a disminuir implicando una reducción en la eficiencia global de la planta

En la Tabla 5.2 se describieron los tres distintos objetivos planteados para el diseño de la planta: maximización de la producción, minimización del costo y un caso base. En esta parte, se desarrolla el último caso, el cual obtiene los mejores resultados cuando es evaluado respecto al ciclo de vida útil del proyecto. Para observar los resultados de la maximización de la producción y de la minimización del costo de la planta refiérase a al Anexo E y Anexo F.

El costo específico neto de la planta esta dado por:

$$C_{esp,neto} = \frac{C_{total}}{\dot{W}_{neto}} \tag{6.1}$$

donde $C_{total}$ incluye:

- Mejoras y preparación del terreno
- Intercambiadores de calor primarios: economizador, evaporador y sobrecalentador (si hubiera), o sistema de generación de vapor para ciclos supercríticos
- Condensador y desobrecalentador
- Recuperador
- Turbina

- Generador
- Bomba del ciclo y sistema de refrigeración
- Torre de refrigeración
- Balance de planta e instrumentación
- Instalaciones auxiliares
- Contingencia

Las instalaciones auxiliares comprenden: las casas de máquinas, taller mecánico y eléctrico, bodega y almacenamiento de residuos, oficinas administrativas y área común, sistema de control de incendios, salas de control, etc. La mejora y preparación del terreno abarca la nivelación del terreno, vallado, caminos de acceso y otros trabajos de obra civil necesarios para la construcción y operación de la planta. Finalmente la contingencia incluye todos los eventuales costos que no han podido ser identificados en esta fase del proyecto o no se tiene referencia sobre sus valores, tamaños o cantidades, por ejemplo; estanques de almacenamiento, sistema de tratamiento de aguas, entre otros.

En base a una recopilación de datos sobre proyectos geotérmicos emitidos a evaluación ambiental [54] y proyectos construidos alrededor del mundo, se estima que estos ocupan una superficie de alrededor de 0,2 hectáreas por MW instalado[1]. Por otro lado, el costo de la preparación del terreno se considera de 10 \$USD/m$^2$, según conversaciones con constructoras EPC. La contingencia se estima en un 5 % del costo total de los equipos de la planta, mientras que los costos de las instalaciones auxiliares son de aproximadamente \$USD 400.000 [55]. La estimación de costos de los equipos principales de la planta son entregados en detalle en el Anexo C.

Hay que destacar que aunque se consideraron las bombas de los pozos en el consumo parasitario de la planta, los costos relacionados con la compra e instalación de éstas no están considerados en el costo total de la planta, al igual que el sistema de recolección del fluido geotérmico, el sistema de tuberías que une la planta con los pozos y todo el equipamiento de superficie requerido por las plataformas de producción. Estos costos están incluidos en otra categoría y son añadidos más adelante, en esta parte solamente se pretende evaluar y comparar las opciones técnicas disponibles para transformar el calor del recurso geotérmico en energía eléctrica manteniendo constante el flujo másico extraído del reservorio. Asimismo los costos indirectos EPC; es decir ingeniería, supervisión, obtención de equipos, construcción y puesta en marcha, son posteriormente añadidos al costo de instalación del proyecto.

De forma similar a lo que ocurre en todas las centrales eléctricas, los costos específicos disminuyen significativamente al aumentar la potencia instalada, adicionalmente la energía geotérmica implica un alto costo de inversión inicial y riesgo en las primeras fases del proyecto (exploración y perforación), esto provoca un escaso interés de parte de los inversionistas cuando se proponen proyectos de pequeña escala debido a una rentabilidad insuficiente y a un prolongado tiempo de espera antes de percibir un retorno de la inversión. Por lo tanto, se asume un reservorio en el sistema de Reloncaví capaz de producir 400 kg/s de salmuera geotérmica con el fin de obtener

[1]Esto se refiere solamente a la superficie requerida por la planta (bloque de potencia más instalaciones auxiliares), no al establecimiento completo, el cual requiere mucha mayor superficie, contribuida principalmente por la red de tuberías y plataformas para pozos. Aunque la estimación sea ambigua y no se comporte de forma lineal, es un orden de magnitud menor que los demás costos y no afecta la evaluación de manera relevante.

capacidades no inferiores a los 10 $MW_e$ para cada uno de los casos estudiados (135°C, 160°C y 180°C).

Pese a que en algunos casos sea posible la implementación de otro tipo de plantas (ciclo flash o doble flash), aunque en menor grado, la evaluación se enfoca, como se ha aludido a lo largo del informe, exclusivamente al uso de plantas geotérmicas binarias, las cuales poseen una gran madurez y experiencia comercial en el rango de temperaturas consideradas. Aún así, se aborda la utilización de plantas flash con el fin de tener una visión íntegra sobre el potencial diseño óptimo de la planta. Con esto, un ingeniero diseñador puede emitir un criterio preliminar respecto a cuál es el desempeño de la planta geotérmica más viable para las temperaturas que se podrían encontrar en el reservorio Reloncaví.

## 6.1. Caso base

Como se describió en la Tabla 5.2, la temperatura de condensación y el punto pinch del condensador es 23,29°C y 3°C respectivamente. Esta temperatura de condensación recién definida es la suma de; la temperatura de bulbo húmedo ambiente (8,29°C), la temperatura de aproximación en la torre de refrigeración (5°C) y la temperatura de aproximación en el condensador (10°C). Por otra parte, la diferencia del punto pinch en los intercambiadores de calor primarios y en el recuperador es 3°C y 5°C respectivamente.

### 6.1.1. Escenario 1: 135°C

Esta es una temperatura cercana a la mínima probable según los estudios geocientíficos realizados en el estero Reloncaví, por lo tanto en términos económicos sería un escenario desfavorable. En la Tabla 6.1 se entregan los resultados para cada fluido evaluado, considerando un recurso geotérmico apto para extraer 400 kg/s de fluido geotérmico.

La potencia neta generada por cada fluido es bastante similar y varía menos de un 4 % entre cada caso, con la excepción del refrigerante R134a, donde es posible emplear un ciclo supercrítico y producir alrededor de un 10 % más de energía pero a expensas de un costo mayor contribuido principalmente por un aumento en la superficie del Sistema de Generación de Vapor (SGV) (ver Figura 6.3). Debido a que el fluido en el ciclo supercrítico no experimenta un cambio de fase isotérmico durante la vaporización, tiene el potencial de minimizar las diferencias de temperatura en la introducción de calor al ciclo, limitando así las pérdidas de exergia durante la transferencia de calor. Aunque el R134a es adecuado para recuperar energía térmica de un recurso con esta condición, la alta presión de operación que conlleva tanto a un aumento de pérdidas parásitas como de costos, no la hacen económica cuando son comparadas con las demás opciones. Además, ya que su costo por unidad de volumen está en el intervalo de cinco veces mayor que los hidrocarburos, el R134a se selecciona generalmente como fluido de trabajo sólo en aplicaciones muy limitadas; potencialmente cuando la aceptación local, las regulaciones locales y la inflamabilidad del fluido (con sus riesgos asociados) juegan un papel importante.

Por otra parte, para fluidos con una temperatura crítica mayor, no es posible emplear un ciclo supercrítico y los ciclos saturados son siempre la mejor solución como ya se ha señalado. Asimismo un regenerador es sugerido para todos los casos debido a la limitación en la temperatura de reinyección. El regenerador es esencial para el desempeño tanto termodinámico como económico cuando existe una limitación relativamente alta en la temperatura de inyección [8, 14]. Para ciclos sin un límite, el regenerador puede no ser rentable porque limita la explotación

de la fuente geotérmica. Sin embargo, la adopción de un ciclo regenerativo no debe excluirse a priori ni siquiera para estos casos, ya que implica una mayor eficiencia del ciclo y reduce el calor que debe ser rechazado por el condensador, reduciendo así los costos y el consumo parasitario de los ventiladores.

| | **Unidad** | **Isobutano** | **n-Butano** | **Isopentano** | **n-Pentano** | **R245fa** | **R134a** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Configuración | | Sat-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sup-rec |
| ***Parámetros de operación*** | | | | | | | |
| $\dot{W}_{bruto}$ | kW | 15.108 | 14.637 | 14.243 | 13.874 | 14.339 | 17.055 |
| $\dot{W}_{neto}$ | kW | 10.494 | 10.438 | 10.409 | 10.110 | 10.333 | 11.444 |
| $p_{in,t}$ | bar | 18,20 | 12,51 | 5,25 | 4,14 | 10,26 | 41,48 |
| $p_{cond}$ | bar | 3,36 | 2,33 | 0,86 | 0,65 | 1,40 | 6,38 |
| $T_{eva}$ | °C | 95,40 | 91,03 | 85,85 | 84,84 | 90,70 | - |
| $\dot{m}$ | kg/s | 270,8 | 248,6 | 261,0 | 246,5 | 472,4 | 489,4 |
| $\dot{m}_w$ | kg/s | 2.882 | 2.898 | 2.904 | 2.915 | 2.906 | 2.821 |
| $\eta_{turb}$ | % | 89,66 | 90,53 | 90,73 | 89,87 | 88,80 | 88,86 |
| $n_{etapas}$ | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $SP$ | m | 0,410 | 0,476 | 0,754 | 0,842 | 0,660 | 0,339 |
| $V_{ratio}$ | | 5,937 | 5,424 | 5,786 | 5,957 | 7,281 | 6,915 |
| ***Índices de desempeño*** | | | | | | | |
| $\eta_{ciclo}$ | % | 9,76 | 9,71 | 9,68 | 9,40 | 9,61 | 10,64 |
| $A_{total}/\dot{W}_{neto}$ | $m^2/kW$ | 2,474 | 2,421 | 2,437 | 2,487 | 2,448 | 2,814 |
| $C_{esp,bruto}$ | $USD\$/kW_{bruto}$ | 1.904 | 1.912 | 1.970 | 2.009 | 1.957 | 1.974 |
| $C_{esp,neto}$ | $USD\$/kW_{neto}$ | 2.741 | 2.681 | 2.696 | 2.757 | 2.716 | 2.942 |

**Tabla 6.1:** Comparación entre los resultados de las configuraciones óptimas de cada fluido con un recurso geotérmico de 135°C

Se puede observar en la Tabla 6.1 que en promedio aproximadamente el 29 % de la energía producida es utilizada para el autoconsumo de la planta, donde el R134a es el que posee mayor consumo eléctrico con casi 32 % de la energía generada debido a las altas presiones. Las centrales geotérmicas binarias se caracterizan por un consumo auxiliar relativamente elevado [56]. Los consumidores principales son las bombas en los pozos que deben hacer circular la salmuera a grandes distancias y con un caudal significativamente alto. Además, el consumo de la bomba del ciclo es considerable también en comparación con los ciclos de vapor típicos, en el caso supercrítico la bomba es responsable del 38 % del consumo eléctrico de la planta.

En la Figura 6.3 se puede observar una comparación de costos entre el n-Butano y el R134a de la Tabla 6.1. Para ambos casos; el condensador, la turbina/generador y el SGV comprenden más del 60 % de los costos de la planta.

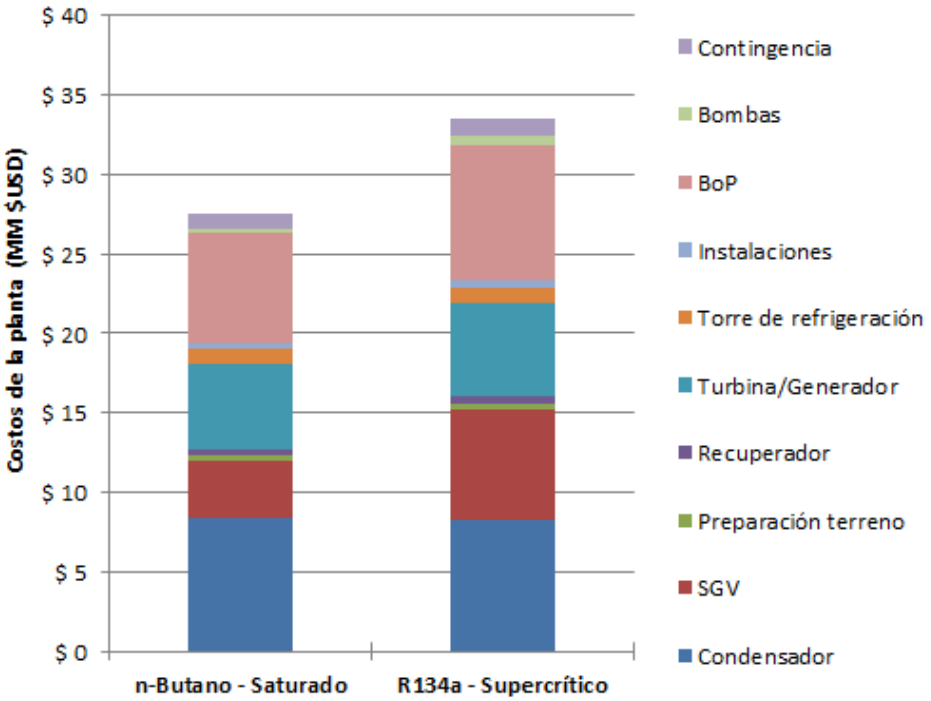



**Figura 6.3:** Repartición de costos para los ciclos obtenidos con n-Butano y R134a. Los costos son representativos de una planta estándar de gran escala (suminstro eléctrico)

Las presiones de operación cambian significativamente entre fluidos: R134a tiene la mayor, n-pentano tiene la menor, mientras que los otros fluidos están entremedio. Por otra parte, el diseño de la turbina no difiere mucho entre cada caso, todas requieren dos etapas de expansión según el límite propuesto en la Sección 5.6 y los ratios volumétricos de expansión varían de 5,4 a 7,3. Hay que destacar que las presiones de condensación del isopentano y el pentano están por debajo de la presión ambiente, por tanto requerirían un sistema de extracción de GNCs debido a potenciales filtraciones de aire, lo que aumentaría más aún el costo de la planta. Sin embargo, tienen un enorme potencial de ser utilizados cuando la temperatura de condensación es mayor, su baja presión de operación es una característica muy beneficiosa para la vida útil y el mantenimiento de la planta así como también para el diseño de los intercambiadores de calor.

### 6.1.2. Escenario 2: 160°C

En la literatura técnica existente, hay un acuerdo común de que las plantas geotérmicas binarias son preferibles a las plantas flash cuando la temperatura de la salmuera es inferior a aproximadamente 150°C [12, 57], pero para temperaturas superiores no hay un criterio definido sobre cuál es la tecnología óptima para generar electricidad. Para temperaturas del reservorio entre 160 a 210°C, hay una incertidumbre general sobre si es preferible utilizar una planta doble flash o una planta binaria para explotar el recurso (o un ciclo combinado) [58], lo cual dependerá exclusivamente de la condición del fluido geotérmico en la cabeza del pozo. Sin embargo, en este escenario es aún muy dificil (o a veces imposible) hacer destellar la salmuera efectivamente a vapor con el fin de alimentar una turbina y generar electricidad. En general, a 160°C el fluido geotérmico continúa produciendose en fase líquida o en su mayor parte líquida [59]. Por otro lado, las centrales geotérmicas binarias basadas en el ciclo orgánico de Rankine (ORC), han mostrado una gran promesa en la utilización efectiva de estos recursos de baja a moderada

temperatura ($\leq$ 160°C) [12, 60] y existen una gran cantidad de plantas de este tipo operando, incluso, a mayores temperaturas [11].

La Tabla 6.2 presenta los opciones técnicas resultantes para este escenario. Con un reservorio de 160°C se podría alcanzar una potencia cercana a los 20 $MW_e$, incluso más si se emplea un ciclo supercrítico. Al igual que en el caso anterior, el ciclo saturado recuperativo sigue predominando como la opción más productiva.

| | **Unidad** | **Isobutano** | **n-Butano** | **Isopentano** | **n-Pentano** | **R245fa** | **R134a** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Configuración | | Sat-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sup-rec |
| ***Parámetros de operación*** | | | | | | | |
| $\dot{W}_{bruto}$ | kW | 24.960 | 23.966 | 22.554 | 21.791 | 23.335 | 28.296 |
| $\dot{W}_{neto}$ | kW | 18.487 | 18.720 | 18.113 | 17.520 | 18.441 | 20.713 |
| $p_{in,t}$ | bar | 30,50 | 17,82 | 7,10 | 5,90 | 15,40 | 53,00 |
| $T_{eva}$ | °C | 124,2 | 109,1 | 85,85 | 101,0 | 110,0 | - |
| $\dot{m}$ | kg/s | 366,1 | 336,2 | 349,6 | 319,2 | 639,8 | 655,6 |
| $\dot{m}_w$ | kg/s | 3.896 | 3.920 | 3.890 | 3.774 | 3.936 | 3.779 |
| $\eta_{turb}$ | % | 88,57 | 89,99 | 90,15 | 89,46 | 88,03 | 88,59 |
| $n_{etapas}$ | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| $SP$ | m | 0,441 | 0,527 | 0,841 | 0,919 | 0,731 | 0,388 |
| $V_{ratio}$ | | 12,19 | 8,21 | 7,98 | 8,62 | 11,58 | 8,57 |
| ***Índices de desempeño*** | | | | | | | |
| $\eta_{ciclo}$ | % | 12,35 | 12,51 | 12,27 | 12,25 | 12,32 | 13,84 |
| $A_{total}/\dot{W}_{neto}$ | $m^2/kW$ | 1,919 | 1,905 | 1,919 | 1,893 | 1,929 | 2,362 |
| $C_{esp,bruto}$ | $USD\$/kW_{bruto}$ | 1.613 | 1.654 | 1.700 | 1.703 | 1.690 | 1.771 |
| $C_{esp,neto}$ | $USD\$/kW_{neto}$ | 2.182 | 2.117 | 2.117 | 2.118 | 2.139 | 2.420 |

**Tabla 6.2:** Comparación entre los resultados de las configuraciones óptimas de cada fluido con un recurso geotérmico de 160°C

Con estas condiciones, debido a una alta variación permitida en la temperatura del geofluido (160-70°C = 90°C), comienza a ser atractivo emplear un ciclo binario con distintos niveles de presión. La adición de otro circuito adicional de recuperación de calor a menor presión facilita que el fluido orgánico calentado pueda replicar la curva de liberación de calor del fluido geotérmico. La producción de energía adicional que proveen estas plantas generalmente justifica el aumento de costos y complejidad.

Algunas centrales geotérmicas binarias que operan con temperaturas del reservorio cercanas a 160°C son:

- Steamboat 1A, 2 y 3 [61-63]: Estas plantas se encuentran en Nevada, Estados Unidos, y conjuntamente poseen una capacidad instalada total de 35,1 $MW_e$ conducidas por un flujo másico de 1.700 kg/s de fluido geotérmico a 160°C con una temperatura de reinyección de 120°C.
- Heber 2 [52, 64]: Se encuentra en California, Estados Unidos, y utiliza alrededor de 755 kg/s de salmuera a 166°C para conducir una planta de 33 $MW_e$ (44 $MW_e$ bruto). En Heber

la temperatura de reinyección es de 100°C y la planta ocupa 6 unidades, proporcionadas por Ormat, con una configuación subcrítica saturada con isopentano y dos niveles de presión.

- Salavatli [65, 66]: La planta Salavatli en Turquía posee un reservorio con una temperatura de 170°C, del cual se le extraen solo 151 kg/s de fluido y es reinyectado a 80°C, produciendo 7,4 $MW_e$ de potencia.

### 6.1.3. Escenario 3: 180°C

Para esta condición existe un alto potencial para implementar una planta doble flash, que como se mencionó anteriormente, dependerá únicamente del estado del fluido geotérmico en la superficie. Joshua Clarke (2014) [58] comparó las condiciones particulares bajo las cuales una planta binaria puede ser preferible a una planta doble flash a temperaturas geotérmicas de 80ªC a 300°C. Este estudio concluyó que para temperaturas del reservorio de hasta 210°C, las plantas geotérmicas binarias óptimamente diseñadas producen una potencia más alta que las plantas doble flash si la temperatura de condensación es de 10, 20 o (en menor medida) 30°C. Asimismo, para una temperatura de condensación de 40°C, las plantas binarias superan a las plantas doble flash para temperaturas geotérmicas de hasta 130°C si hay una restricción en la temperatura de reinyección, y hasta 170°C si no existe ninguna restricción. Estos resultados, demuestran la complejidad de determinar si se debe implementar un ciclo doble flash o uno binario para la temperatura considerada en este escenario. En consecuencia, además de las condiciones de la salmuera en la superficie, el diseño óptimo de la planta dependerá tanto de las restricciones de reinyección como de la temperatura de condensación. No obstante, este estudio no da cuenta de la significativa diferencia en la complejidad y costo entre las plantas doble flash y las plantas binarias. En efecto, cuando las condiciones son favorables, generalmente será más rentable utilizar un ciclo doble flash (o un ciclo combinado) que un ciclo binario, ya que este último requiere considerables superficies de intercambiadores de calor implicando un mayor costo.

La Tabla 6.3 muestra los resultados de las simulaciones para un reservorio de 180°C. Desde un punto de vista económico, este caso sería una de las condiciones más deseables de hallar en el reservorio. Se podrían generar más de 26 $MW_e$ de potencia base (más de 28 $MW_e$ para configuraciones supercríticas), equivalentes a una producción energética anual de aproximadamente 217.000 $MWh_e$ con una tasa de extracción de tan solo 400 kg/s, y a un costo aproximadamente 10 % menor que el caso anterior cuando se utilizan ciclos subcríticos.

La aplicación de un ciclo subcrítico con isobutano no es viable para este caso debido a su bajo punto crítico y por lo tanto la opción preferible sería utilizarlo en una configuración supercrítica, por otra parte su costo no es tan desproporcionado como es el caso del fluido R134a, principalmente por su baja presión de operación en comparación con este. Cuando es comparado con el butano, el isobutano puede producir 8 % más de energía a un costo aproximadamente 14 % mayor. La rentabilidad de su utilización se tendría que corroborar evaluando el proyecto completo, ya que dependerá del costo de la fuente de calor, es decir de los costos de perforación, exploración y desarrollo del campo de pozos, mientras mayor sea este, mayores serán los esfuerzos para diseñar una planta más eficiente. Como se revela en la Ref.[50], al reducir el costo de los pozos geotérmicos, la optimización económica del proyecto se desplaza hacia ciclos con menor eficiencia, los cuales se obtiene principalmente al aumentar la LMTD en ambos PHE y condensador. Como resultado, los costos del campo geotérmico afectará fuertemente el diseño óptimo final de la planta.

Como se ha venido demostrando, el consumo eléctrico de la planta en los ORC es altamente significativo, alcanzando alrededor de 9 $MW_e$ para ciclos supercríticos y en el rango de 5-6 $MW_e$ para los ciclos subcríticos, equivalentes a aproximadamente 25 % y 20 % de la generación eléctrica de la planta respectivamente. Asimismo, a estas temperaturas comienzan a haber mayores presiones de operación y por lo tanto mayores caídas volumétricas en la expansión, conllevando a turbinas de mayor tamaño y mayor número de etapas.

| | **Unidad** | **Isobutano** | **n-Butano** | **Isopentano** | **n-Pentano** | **R245fa** | **R134a** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Configuración | | Sup-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sat-rec | Sup-rec |
| ***Parámetros de operación*** | | | | | | | |
| $\dot{W}_{bruto}$ | kW | 37.330 | 33.307 | 31.088 | 29.842 | 33.194 | 38.542 |
| $\dot{W}_{neto}$ | kW | 28.850 | 26.697 | 26.026 | 25.042 | 26.892 | 28.828 |
| $p_{in,t}$ | bar | 41,00 | 26,00 | 9,40 | 7,80 | 27,00 | 65,00 |
| $T_{eva}$ | °C | - | 130,3 | 113,7 | 113,8 | 138,7 | - |
| $\dot{m}$ | kg/s | 429,6 | 403,2 | 420,4 | 383,8 | 764,2 | 784,2 |
| $\dot{m}_w$ | kg/s | 4.572 | 4.699 | 4.678 | 4.537 | 4.702 | 4.520 |
| $\eta_{turb}$ | % | 88,90 | 89,09 | 89,69 | 88,95 | 86,76 | 88,23 |
| $n_{etapas}$ | | 3 | 2 | 2 | 2 | 3 | 2 |
| $SP$ | m | 0,521 | 0,549 | 0,895 | 0,979 | 0,829 | 0,419 |
| $V_{ratio}$ | | 16,01 | 13,55 | 10,89 | 11,65 | 24,42 | 10,36 |
| ***Índices de desempeño*** | | | | | | | |
| $\eta_{ciclo}$ | % | 15,69 | 14,52 | 14,33 | 14,25 | 14,62 | 15,69 |
| $A_{total}/\dot{W}_{neto}$ | $m^2/kW$ | 2,058 | 1,613 | 1,681 | 1,643 | 1,712 | 2,201 |
| $C_{esp,bruto}$ | $USD\$/kW_{bruto}$ | 1.623 | 1.473 | 1.549 | 1.544 | 1.575 | 1.694 |
| $C_{esp,neto}$ | $USD\$/kW_{neto}$ | 2.100 | 1.838 | 1.850 | 1.840 | 1.944 | 2.265 |

**Tabla 6.3:** Comparación entre los resultados de las configuraciones óptimas de cada fluido con un recurso geotérmico de 180°C

Antes de proceder a los resultados del proyecto, cabe mencionar una experiencia real de una planta geotérmica que explica los beneficios de utilizar una planta modular y los riesgos que implica una mala gestión del campo geotérmico y mal enfoque en el diseño del ciclo. El recurso geotérmico de la planta Heber mencionada en la Sección 6.1.2 tuvo dos proyectos distintos aprovechando su fuente de calor. En 1985 hubo una planta binaria de 45 MW (neto), propiedad de San Diego Gas & Electric Company, utilizando el recurso [52]. Esta planta fue diseñada con un ciclo supercrítico y una única turbina/generador, con una capacidad nominal de 70 MW y con 23,5 MW en consumo parásito. El fluido geotérmico requerido para una potencia completa era 472 kg/s a 182°C. La planta entró en línea en 1985, con una temperatura del fluido menor y con un flujo másico nunca mayor a 340 kg/s. Como resultado la planta generó solo 16,5 MW bruto y 5 MW neto. Con esta potencia, la operación fue descontinuada y la planta fue desmantelada por los dueños. Los problemas encontrados por el proyecto Heber fueron en gran parte el resultado de un incorrecto enfoque en el diseño, que no explicó muchas realidades de los proyectos de energía geotérmica, que hoy son, prácticas aceptadas en la industria: 1) el modelo del reservorio y del campo de pozos no predijo con exactitud la temperatura del geofluido producido cuando todos los pozos fluían al mismo tiempo; 2) el modelo tampoco predijo con exactitud la interferencia entre las dos plataformas de producción; 3) el uso de

un único tren turbina/generador en lugar de un enfoque modular de la unidad de potencia, resultó en numerosas paradas completas de planta cuando los componentes clave eran retirados de servicio para reparaciones y mantenimientos; 4) la falta de modularidad también resultó en una potencia neta desproporcionadamente baja cuando se producía un flujo geotérmico menor al de diseño; con 50 % del flujo de diseño la potencia era 20 % del valor de diseño; 5) el ciclo supercrítico produjó presiones internas más altas y un mayor consumo interno de energía, que en este caso exacerbó aún más los problemas de los componentes; 6) el mayor uso interno de energía de la planta resultó en una menor producción a caudales geotérmicos parciales en comparación con ciclos subcríticos [52].

### 6.1.4. Resultados proyecto

El costo de capital directo se dividió en seis categorías: exploración superficial, confirmación del recurso o perforación explorativa, campo de pozos, bombas y sistema de recolección y transporte de la salmuera, planta y transmisión:

- La **exploración superficial** incluye todos los gastos relacionados con los estudios de geología, geofísica y geoquímica. Debido al avance de estudios superficiales en la zona del estero Reloncaví, se estima que solo se requerirían algunos estudios geocientíficos complementarios antes de comenzar a definir las condiciones en el reservorio con precisión mediante las perforaciones de prueba.
- La **confirmación del recurso** incluye el costo de encontrar el recurso (definir los límites), determinar la temperatura, la profundidad, la productividad del pozo (flujo por pozo de producción y la tasa de reinyección por pozo de inyección) y el tamaño del reservorio a través de la perforación del primer pozo de exploración. Asimismo, incluye las perforaciones (tanto los slimholes como las perforaciones de confirmación) y las pruebas ("Well testing") de la cantidad de pozos requeridos para que un prestamista esté dispuesto a financiar la mayor parte del resto de la construcción del proyecto.
- El **campo de pozos** ya es parte del costo de la construcción del establecimiento, esta fase comienza después de la obtención de un PPA y con el financiamiento del proyecto ya consolidado. La perforación de estos pozos conllevan menor riesgo que los de confirmación, ya que se tiene un panorama claro sobre las condiciones y la localización completa del reservorio.
- El **sistema de bombas, recolección y transporte de la salmuera** incluye todos los costos asociados con la instalación y la compra de las bombas de eje lineal sumergidas en los pozos de producción así como también todo el equipamiento de superficie de las plataformas de los pozos y su conexión con el bloque de potencia.
- Los costos de la **planta** son los asociados al bloque de potencia, incluyendo los costos de intercambiadores de calor, turbina, generador, torre de refrigeración, BoP, instalaciones, etc. Estos costos fueron calculados en las secciones anteriores.
- Los costos de **transmisión** son los relacionados con la evacuación de la energía eléctrica desde planta hasta el sistema interconectado.

Adicionalmente, se deben considerar los costos indirectos del proyecto, estos se separan en: costos de desarollo, EPC, terreno, permisos y misceláneos. Por último, una contingencia de 10 % se considera para hacer cuenta de los costos que aún no son identificados en este nivel de fase

del proyecto. El procedimiento para la estimación del CapEx se presenta en la Sección C.1.

Por otra parte, los costos de operación y mantenimiento anuales (OpEx) se dividen en cinco partes: remuneración laboral, mantenimiento de planta, mantenimiento y reemplazo del campo de pozos, mantenimiento y reemplazo de bombas de producción y seguros. La metodología y cálculo para la estimación del OpEx puede ser observada en la Sección C.2

Dentro de los fluidos de trabajo considerados en la evaluación, el butano es el que mejor se comporta y es el que puede proveer mayores beneficios económicos para las condiciones asumidas. Siguiéndolo de cerca se encuentra el isopentano, pero debido a su presión de condensación para la temperatura considerada es descartada como opción, ya que se requeriría un sistema adicional de extracción de GNCs aumentando el costo y la complejidad en la operación, sin embargo como se puede observar en el Anexo G, este fluido es altamente recomendable y el que mejor se comporta a temperaturas de reinyección más altas. Por otro lado, debido a la falta de madurez de la tecnología supercrítica en aplicaciones geotérmicas es igualmente descartada como opción. El isobutano suele ser una buena alternativa a considerar, y en conjunto con el isopentano y butano son los fluidos más utilizados en la geotermia de baja y media entalpía [12].

Como se ha venido trabajando, se considera un reservorio capaz de producir 400 kg/s de salmuera geotérmica y con un límite en la temperatura de reinyección de 70°C. Para los costos de la planta se consideraron los ciclos con n-butano como fluido de trabajo. En la Figura 6.4 se presentan los costos de instalación del proyecto para las temperaturas consideradas. Para ver los costos de inversión y O&M en detalle, en conjunto con la dimensión de sus equipos y otros parámetros resultantes de la evaluación, refiérase al Anexo H.

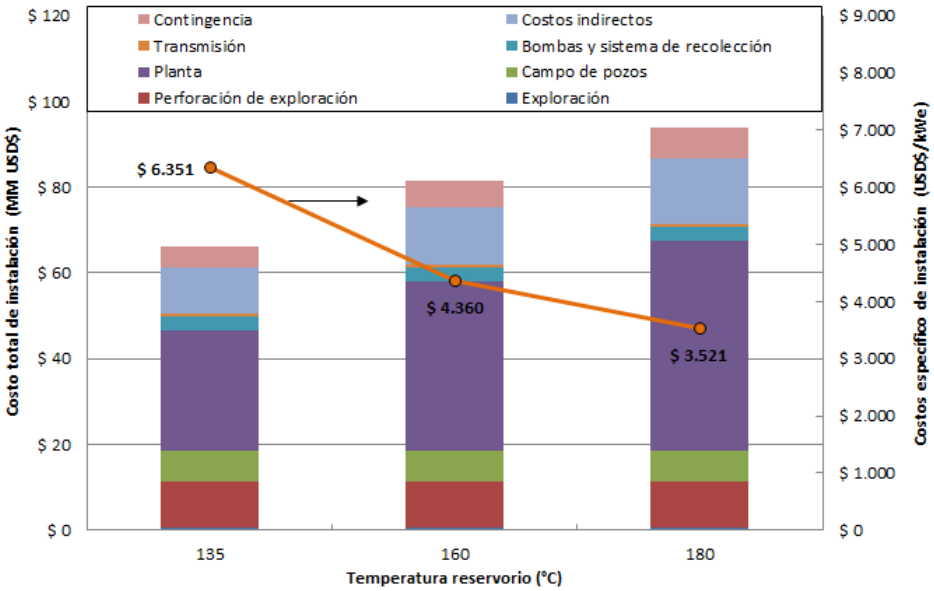



**Figura 6.4:** Costo total y costo específico neto de instalación para un reservorio con temperaturas de 135, 160 y 180°C

La planta binaria es evaluada por 30 años con un factor de capacidad de 95 % [9]. Se consideran solamente ingresos por venta de electricidad, sin embargo hay una alta posibilidad de tener adicionalmente pagos del estado por capacidad instalada y/o energía generada (incentivos

o subsidios). En la barra Melipulli en la ciudad de Puerto Montt los precios eléctricos varían desde los 50 hasta los 160 USD/MWh según información de centrales eléctricas operando actualmente en dicha subestación, por lo tanto para la evaluación se consideró un precio eléctrico medio de 90 USD/MWh. Por otra parte, un préstamo bancario del 70 % (con un tasa de interés del 6 % para un periodo de amortización de 15 años) fue considerado para la inversión inicial. En la Tabla 6.4 se muestran los parámetros financieros considerados para la evaluación del proyecto. Por último, hay que destacar que se consideró al flujo de caja del primer año el costo de cierre de la deuda ($450.000) y el costo de la comisión del préstamo (2,5 % de la deuda) [67].

| | |
|---|---|
| Horizonte de evaluación | 30 años |
| Deuda | 70 % del CapEx |
| Tasa de interés | 6 % |
| Periodo amortización | 15 años |
| Inflación | 3 % |
| Tasa de descuento | 2,5 % |
| Impuesto a la renta[1] | 25 % |

**Tabla 6.4:** Variables financieras utilizadas para la evaluación

Se utilizó el modelo financiero "PPA single owner" del software SAM del Laboratorio Nacional de Energías Renovables (NREL) [68], este software posee un gran prestigio a nivel mundial en la industria de las energías renovables y considera todos los costos relacionados con los proyectos de esta naturaleza y una estructura financiera adecuada de acuerdo a estas. El modelo financiero utiliza la energía generada por la planta según los resultados entregados por el modelo en EES (Anexo I) en conjunto con el CapEx y OpEx (Anexo C) para calcular una serie de flujos de efectivo anuales. Esta estructura involucra a un propietario del proyecto, que puede ser el patrocinador del proyecto (desarrollador) o una entidad impositiva que ha comprado el proyecto a un desarrollador. El propietario generalmente crea una entidad de propósito especial para los activos del proyecto (denominada en inglés Special Purpose Vehicle, SPV), y los préstamos son otorgados a esta entidad sobre la base de la evaluación de sus flujos de efectivo futuros. El SPV utiliza estos fondos junto con una porción de capital social para financiar la construcción de la planta geotérmica. Después de la construcción, la central genera flujos de efectivo vendiendo energía (y/o calor o derechos de emisión certificados). Los flujos de efectivo primero se utilizan para pagar los costos de operación y mantenimiento, junto con los seguros y los impuestos, ya que sin estos, la planta dejaría de operar y de generar flujos de efectivo. La cantidad restante se denomina Flujo de Caja Disponible para el Servicio de la Deuda (CFADS, por sus siglas en inglés). El CFADS se utiliza para cubrir los intereses y el pago principal de la deuda. Cualquier cantidad restante del flujo de caja estaría posteriormente disponible para su distribución a los patrocinadores como dividendos y son las utilidades producidas por el proyecto. En la Tabla 6.5 se presentan los resultados del proyecto considerando un precio eléctrico de 90 USD$/MWh.

[1] Considerar el impuesto a la renta en el flujo de caja implica que el LCOE es sensible al precio de venta de la energía, por lo tanto el LCOE puede variar de un caso a otro.

| | Temperaturas reservorio | | |
|---|---|---|---|
| **Métrica** | **135°C** | **160°C** | **180°C** |
| Potencia bruta (MW) | 14,64 | 23,97 | 33,31 |
| Potencia neta (MW) | 10,44 | 18,72 | 26,70 |
| Precio eléctrico Melipulli (USD$/MWh) | 90 | 90 | 90 |
| **Costo nivelizado de la electricidad, LCOE (USD$/MWh)** | **115,0** | **83,3** | **69,2** |
| VPN (MM USD$) | - | **12,97** | **60,36** |
| TIR al año 20 ( %) | - | **4,67** | **18,79** |
| TIR al final del proyecto ( %) | - | **8,96** | **19,70** |
| CapEx (MM USD$) | 67,91 | 83,49 | 96,09 |
| *Capital social (MM USD$)* | 21,50 | 26,36 | 30,29 |
| *Deuda (MM USD$)* | 46,41 | 57,13 | 65,80 |
| OpEx (MM USD$) | 2,05 | 2,52 | 2,91 |

**Tabla 6.5:** Resultados tecno-económicos del proyecto para distintas temperaturas que se pudiesen encontrar en el reservorio de Reloncaví. Con el precio eléctrico considerado, una temperatura de 135°C no podría ofrecer utilidades al proyecto, ya que el costo de producir la energía es mayor al precio de compra

La rentabilidad del proyecto varía drásticamente entre las distintas temperaturas consideradas. Para una temperatura en el reservorio de 135°C no se justifica económicamente la instalación de una planta geotérmica, principalmente por el alto costo de inversión fijo que requiere la planta y por una insuficiente producción de energía. Desde una temperatura de 160°C en adelante el proyecto comienza a ser rentable, alcanzando un TIR en el año 20 de 4,67 % y 18,79 % para una temperatura de 160 y 180°C respectivamente. Para esta última temperatura el proyecto es altamente atractivo económicamente desde cualquier punto de vista. Este modelo de negocios esta basado en la venta de energía al precio del mercado spot en la barra Melipulli, y la rentabilidad del proyecto dependerá exclusivamente de los márgenes de utilidad exigidos por los inversionistas. Como se vera más adelante, el otro modelo de negocios (y el más utilizado, seguro y estable) es en base a un acuerdo de compra de energía (PPA), donde el precio de venta se fija según el margen de utilidad requerido por los inversionistas.

A pesar de que se consideró un reservorio geotérmico con la capacidad suficiente de extraer un flujo másico de 400 kg/s, esto es solo una suposición y hasta que no se perforen los pozos de exploración no se sabrá con exactitud el real potencial energético de este. Por lo tanto, con el fin de abarcar varias eventuales condiciones, se evaluaron también reservorios con menor potencial (300 kg/s) y con mayor potencial al considerado anteriormente (500 y 600 kg/s). Los resultados de la evaluación se exhiben en la Figura 6.5 y en la Figura 6.6.

Analizando los resultados de la Figura 6.5, el incremento en la potencia neta para una tasa de extracción de 400 kg/s con respecto a una tasa de 300 kg/s es de 26 %, y, si continuamos así sucesivamente con la tasa de extracción anterior, los incrementos son 20 % y 17 % para 500 y 600 kg/s respectivamente, estos valores coinciden para las tres temperaturas evaluadas. Por otro lado, la potencia específica (potencia/tasa de extracción) se mantiene casi constante para cada tasa de extracción, ya que lo único que varia es la eficiencia de la turbina, lo demás es todo proporcional al flujo másico. En consecuencia, es más representativo utilizar este parámetro ya que esta en función de la potencial tasa de extracción del reservorio, entonces la potencia

específica neta alcanzable para las temperaturas 135, 160 y 180°C, con una temperatura de reinyección de 70°C, son de 26, 47 y 66 kW/(kg/s) respectivamente.

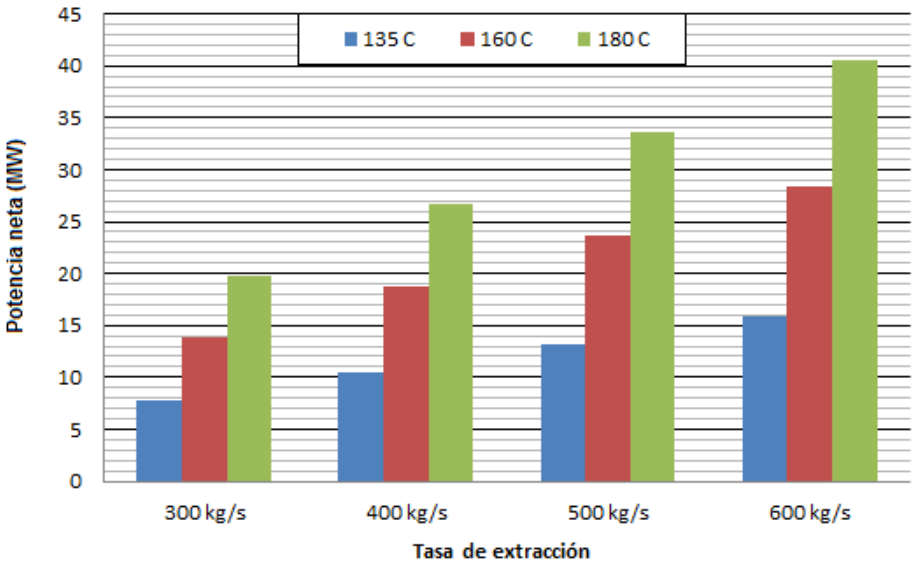



**Figura 6.5:** Potencia neta alcanzable para distintas características en el reservorio Reloncaví.

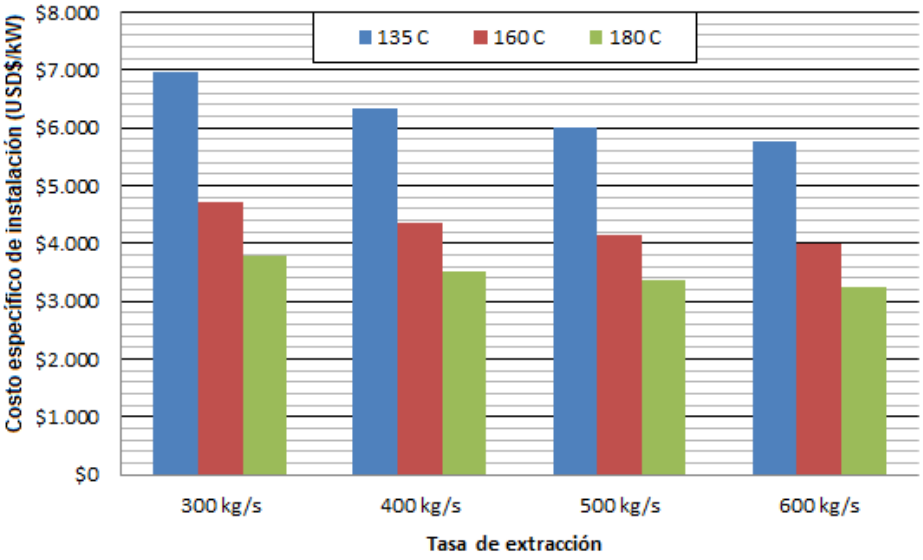



**Figura 6.6:** Costos específicos de instalación para distintas eventuales condiciones en el reservorio Reloncaví. A medida que aumenta el potencial del reservorio o su temperatura, disminuye el costo por kW instalado

Según un reporte de IRENA [69], los costos totales de instalación para una planta geotérmica flash convencial están entre USD 1.900 y USD 3.800/kW. En cambio, los costos de instalación típicos para una planta binaria están entre USD 2.250 y USD 6.000/kW. Examinando los resultados de la Figura 6.6, se puede observar que todos los casos se encuentran dentro de los costos de instalación típicos según IRENA, con la excepción de un reservorio con una temperatura de 135°C y un potencial de 300 o 400 kg/s. Los costos de instalación para un reservorio de 160°C

se encuentra en un rango medio, y por lo tanto su rentabilidad y competitividad dependerá de cada caso y de los costos reales del proyecto. Por otra parte, para una temperatura de 180°C, el costo de instalación se encuentran dentro del rango inferior y serían altamente competitivas en el mercado cualquiera sea el caso (obviamente sin requerir costos excesivamente mayores de lo normal).

La rentabilidad de un proyecto, con cada una de las distintas condiciones en el reservorio analizadas recientemente, se puede observar en la Figura 6.7 en base a un precio eléctrico de 90 USD$/MWh. Para una temperatura de 135°C, y para una temperatura de 160°C con una tasa de extracción de 300 kg/s, el precio eléctrico propuesto no podría mostrar rentabilidades.

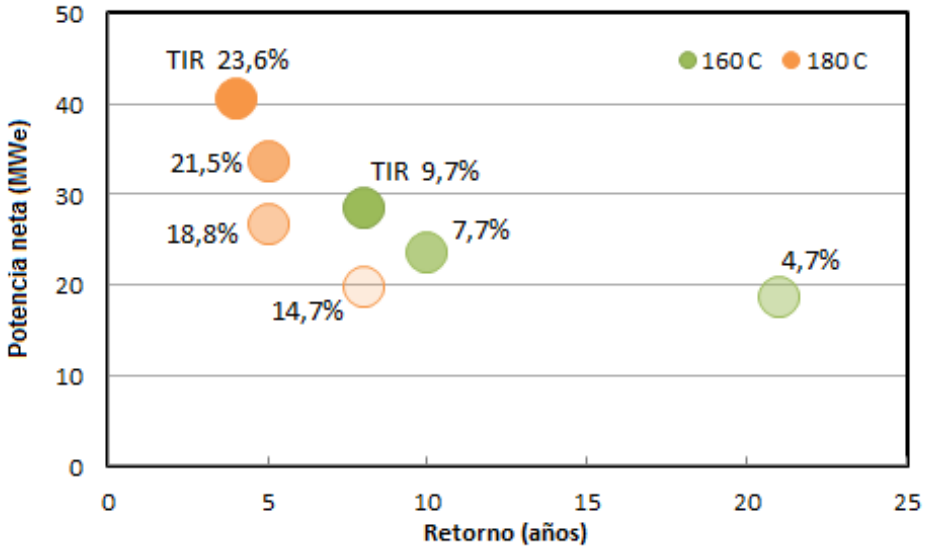
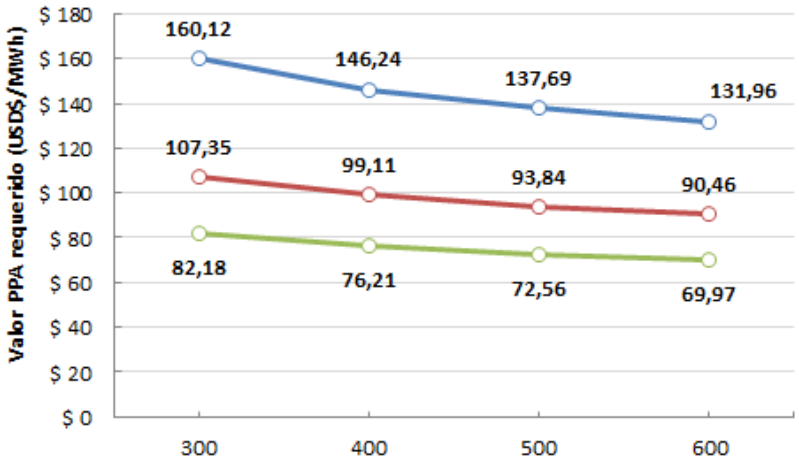



**Figura 6.7:** Resultados económicos para distintas condiciones en el reservorio, en base a un precio eléctrico de 90 USD$/MWh. La transparencia de los puntos es proporcional al flujo másico extraído del reservorio. La TIR es en base al año 20 del flujo de caja del proyecto

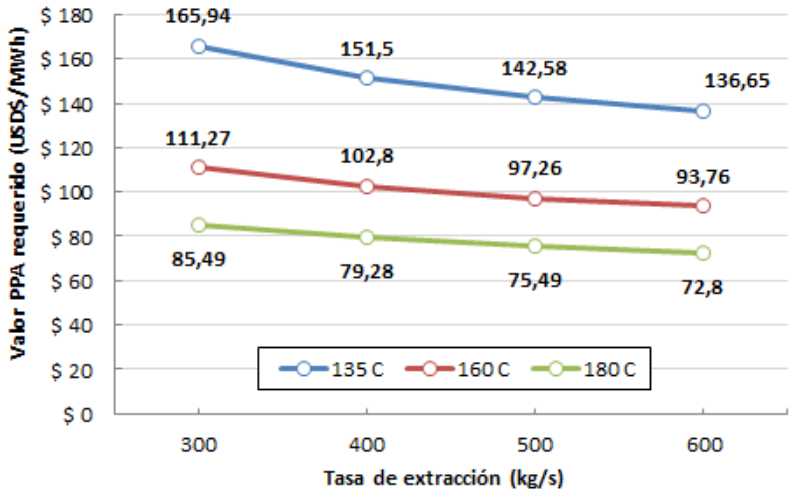
Hay que tener en cuenta que el porcentaje de la TIR exigido por los inversionistas es particularmente crítico en cualquier estructura financiera y tiene un impacto significativo en el costo de la energía producida. Asimismo, aún más importante en la estructura financiera, es el año objetivo exigido de la tasa interna de retorno (TIR), es decir el año del proyecto en el que se espera que el inversionista obtenga la rentabilidad pre-negociada, esta puede tener un impacto muy grande en el costo resultante de energía. Retrasar el año objetivo de la TIR, por ejemplo, desde el octavo año del proyecto hasta el año nueve, puede mejorar el PPA requerido en un 7 %-27 %, dependiendo de la tecnología y estructura financiera empleada.

Con referencia a lo anterior, se modificará la metodología utilizada anteriormente y el precio eléctrico de venta será definido en función de la tasa interna de retorno. El PPA es un contrato entre dos partes, donde uno genera electricidad y el otro busca comprar la energía generada. El PPA define todos los términos comerciales de la venta de electricidad, incluyendo el precio de venta, un factor de escalación anual (generalmente se hace sin escalación, o con 1 % o 2 % máximo), la entrada de operación del proyecto, sanciones por falta de suministro, etc. Debido a que define los términos y flujos de ingresos del proyecto así como también la calidad del crédito, es un instrumento clave para la obtención de financiamiento. En la Figura 6.8 se presentan

los valores PPA requeridos para obtener un TIR de 10 % y 12 % en el año 20 de operación del proyecto para cada uno de los casos analizados a lo largo de esta sección, no se incluye escalación anual en el PPA.




**(a)** TIR 10 %




**(b)** TIR 12 %

**Figura 6.8:** Precio requerido del contrato PPA para obtener un TIR (año 20) de (a) 10 % y (b) 12 %

### 6.1.5. Análisis de sensibilidad: costos de perforación

En este párrafo se discute brevemente la influencia de los costos de perforación de los pozos geotérmicos en la rentabilidad del proyecto. El costo total de perforación es una variable dependiente del lugar, fuertemente relacionada con la profundidad del pozo y con el gradiente geotérmico de la zona. Además, también depende del tipo de rocas a perforar, del precio de las materias primas al momento de la construcción, del diámetro de los pozos y de la topografía, por decir algunas. Todos estos aspectos reflejan la amplia variabilidad de los costos de los pozos geotérmicos. Por lo tanto, un análisis de sensibilidad para el ciclo saturado con n-butano previamente considerado se lleva a cabo reduciendo y aumentando el costo de perforación del campo de pozos en 40 %. La profundidad de un pozo geotérmico convencional de alta temperatura varía de 500 a 3.000 m e incluso han llegado hasta 5.000 m. La mayor fracción de los pozos tienen una profundidad entre 1.000 a 2.000 m. Sin embargo, la perforación para pozos geotérmicos de

baja y media temperatura es ligeramente menos complicada debido a una menor presión en el reservorio y un menor riesgo de un reventón de vapor durante la perforación, de igual manera las profundidades suelen ser menores. Como se presenta en el Anexo C, el caso base para los costos relacionados con el campo geotérmico se basó en las siguientes suposiciones:

- Profundidad de los pozos: 900 m
- Tasa de extracción promedio por pozo: 100 kg/s
- Distancia media entre pozos: 500 m
- La bomba de eje lineal se instala a una profundidad de: 400 m
- Tasa de éxito pozos de exploración 50 %
- Se perfora un pozo de reinyección por cada 2 pozos de producción

Todos estos parámetros pueden variar significativamente dependiendo de variados factores, por lo tanto hasta que no llegue el momento no se sabrá con exactitud el costo real de los pozos geotérmicos de la planta. Los resultados principales del análisis de sensibilidad se muestran en la Tabla 6.6 para un flujo másico de 400 kg/s y 500 kg/s.

| | **-40 %** | | | **Caso base** | | | **+40 %** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Costo por pozo** | $ 1.003.084 | | | $ 1.671.806 | | | $ 2.340.528 | | |
| **Temperatura reservorio (°C)** | 135 | 160 | 180 | 135 | 160 | 180 | 135 | 160 | 180 |
| **Tasa de extracción: 400 kg/s** | | | | | | | | | |
| LCOE (USD$/MWh)[1] | 105,4 | 78,2 | 65,8 | 115,0 | 83,3 | 69,2 | 124,5 | 88,4 | 72,6 |
| PPA (TIR 10 %) | 130,1 | 90,3 | 70,3 | 146,2 | 99,1 | 76,2 | 162,5 | 108,1 | 82,2 |
| PPA (TIR 12 %) | 134,6 | 93,5 | 73,0 | 151,5 | 102,8 | 79,3 | 168,4 | 112,1 | 85,5 |
| **Tasa de extracción: 500 kg/s** | | | | | | | | | |
| LCOE (USD$/MWh)[1] | 100,9 | 75,4 | 63,8 | 109,6 | 80,0 | 67,0 | 118,3 | 84,7 | 70,1 |
| PPA (TIR 10 %) | 122,9 | 85,7 | 67,1 | 137,7 | 93,8 | 72,6 | 152,5 | 102,0 | 78,0 |
| PPA (TIR 12 %) | 127,1 | 88,7 | 69,8 | 142,6 | 97,3 | 75,5 | 158,1 | 105,8 | 81,2 |

**Tabla 6.6:** Resultados del análisis de sensibilidad del costo de pozos aplicado a un ciclo regenerativo saturado con n-butano. El objetivo PPA es en base a un TIR en el año 20.

[1]En base a un precio eléctrico de 90 USD/MWh

# 7. Conclusiones

El sistema de Reloncaví es una de muchas áreas en Chile que poseen condiciones altamente favorables para el desarrollo de la energía geotérmica. Los estudios geocientíficos preliminares realizados en el sector indican que este sistema estaría constituido por un único reservorio cuya temperatura probable varía en un rango de 130 a 195°C. Sobre la base de esto, se condujo una evaluación técnica-económica de la instalación de una planta geotérmica de generación eléctrica en el sector, analizando distintas circunstancias en el reservorio. En una primera instancia, la tecnología que se considera más apropiada para el aprovechamiento de la fuente de calor es la tecnología de ciclo binario. Sin embargo, la ventaja de su utilización dependerá exclusivamente de la fracción de vapor del fluido geotérmico tanto en el reservorio como en la cabeza del pozo. Para temperaturas menores a 160°C, no existe duda que el ciclo binario es la única y mejor opción a considerar, pero para el rango de temperaturas 160-195°C, existe la posibilidad de implementar un ciclo flash (inclinado más hacia plantas doble flash) o un ciclo binario, que como se mencionó anteriormente dependerá de la fracción de vapor contenido en el fluido geotérmico. Aunque la planta de ciclo binario pueda generar igual o mayor energía que una planta doble flash hasta temperaturas de 200°C, se prefiere generalmente, cuando sea posible, utilizar una turbina de vapor para expandir la fase de vapor del fluido geotérmico, ya que el costo de implementar una planta binaria suele ser considerablemente mayor; adicionalmente, en algunos casos una configuración híbrida, incluyendo ambos medios de explotación, es sugerida como óptima.

La información sobre el estado del fluido permitiría obtener la respuesta sobre qué sistema de conversión energética utilizar para producir la mayor cantidad de energía posible al menor precio, y hasta que no se perforen los pozos de exploración no se podrá saber con exactitud las características del fluido geotérmico. Los pozos de exploración son los que conllevan el mayor riesgo en el desarrollo del proyecto y por supuesto uno quisiera saber la rentabilidad de un eventual proyecto, en base a las características estimadas durante las fases exploratorias preliminares, antes de continuar con la costosa perforación, lo que supone una gran incertidumbre en la evaluación.

Dicho todo esto, y debido a una inclinación en la literatura a utilizar la tecnología binaria para temperaturas menores a 180°C y por la gran cantidad de este tipo de plantas operando a temperaturas aún mayores (hasta aproximadamente 250°C), se desarrolló la evaluación utilizando una planta binaria, asumiendo un estado líquido en el reservorio y suponiendo las siguientes temperaturas: 135°C, 160°C y 180°C, ya que abarcan un amplio rango de las posibles condiciones a encontrar en Reloncaví.

Se evaluaron distintas configuraciones en el ciclo y distintos fluidos de trabajo en la planta binaria, considerando una temperatura de reinyección de 70°C. Los resultados indican que los ciclos saturados regenerativos son la mejor opción, ya que obtienen la mejor compensación entre costos y producción. Por otro lado, los ciclos supercríticos requieren desmedidas superficies de intercambiadores de calor implicando mayores costos, además sus altas presiones de operación resultan en un mayor consumo eléctrico de la planta y su rendimiento podría verse fuertemente afectado cuando opera a condiciones distintas a la de diseño. Cuando el fluido más utilizado en aplicaciones supercríticas (R134a) es comparado con el ciclo saturado que se desempeñó mejor según los resultados (n-butano), se obtiene para una temperatura del reservorio de 135, 160 y 180°C una producción 9,64 %; 10,64 % y 7,98 % mayor con respecto al n-butano pero a un costo 9,73 %; 14 % y 23,23 % mayor respectivamente. Para temperaturas superiores a 160°C, el ciclo supercrítico comienza progresivamente a declinar su desempeño y su ventaja productiva

por sobre los ciclos subcríticos comienza a hacerse menos clara. Por otra parte, se confirmó que el sobrecalentamiento es perjudicial para el desempeño del ciclo como se puede observar ampliamente en la literatura. En cambio, la regeneración es esencial para cuando existe una temperatura límite de reinyección en el geofluido, lo cual es común en la mayoría de las plantas geotérmicas operando actualmente, incluso rara vez las plantas permiten que el geofluido se enfríe más allá de 70°C.

Aunque los fluidos ocupando una misma configuración del ciclo no mostraron una diferencia significativa en el desempeño final, sus parámetros de operación varían ampliamente. El isopentano y el pentano se condensan a presiones inferiores a la del ambiente para la temperatura de condensación considerada en la evaluación (∼23°C), requeriendo un sistema adicional de extracción de GNCs aumentando su costo y complejidad. Sin embargo, el análisis de sensibilidad realizado para la temperatura de reinyección demostró que estos fluidos son los más efectivos cuando la variación de la temperatura del recurso es limitada, mientras que los otros tienden a ser menos efectivos. El butano, por otro lado, en conjunto con el isobutano, se desempeñan mejor cuando la variación del recurso es mayor, mientras que no son preferibles o incluso adecuados para la recuperación de calor a altas temperaturas con un bajo grado de enfriamiento. Estos resultados están estrictamente asociados a las características termofísica de los fluidos. R245 parece ser un fluido eficaz, con potencias alcanzables similares a las del butano pero cuando es comparado con este, conduce a flujos volumétricos comparables a la entrada de la turbina, pero mayores ratios volumétricos y flujos volumétricos a la salida de la turbina, y caídas de entalpía significativamente menores. Ya que su costo por unidad de volumen es aproximadamente 10-15 veces mayor que los hidrocarburos, el R245fa se selecciona generalmente como fluido de trabajo en aplicaciones muy limitadas.

El proyecto fue evaluado tanto en función de la temperatura del reservorio como de su potencial tasa de extracción (300-600 kg/s). El principal índice de rentabilidad utilizado fue el TIR en el año 20 de operación del proyecto. Para una temperatura de 135°C, el proyecto díficilmente podrá ser rentable y competitivo, ya que en el mejor de los casos (600 kg/s) requeriría un PPA de 136 USD/MWh para obtener un TIR de 12 %. En cambio, para un reservorio con una temperatura de 160°C y la misma tasa de extracción, se necesitaría cerrar un contrato a un valor de 94 USD/MWh para obtener el mismo TIR. Cuando el reservorio es evaluado a una temperatura de 180°C, el proyecto es altamente atractivo y tendría precios bastante competitivos para el mercado chileno actual, alcanzando un TIR de 12 % con un precio eléctrico de 85 y 72 USD/MWh para una tasa de extracción de 300 y 600 kg/s respectivamente.

El análisis de sensibilidad efectuado para el costo de los pozos geotérmicos, revela que para una temperatura de 160°C el proyecto podría alcanzar precios más competitivos si el costo de los pozos geotérmicos se analiza de manera optimista, alcanzando LCOEs menores a 80 USD/MWh. En cambio, para una temperatura de 135°C, los precios continuarían siendo considerables, obteniéndose LCOEs que rondan los 100 USD/MWh. Por otra parte, considerando el eventual caso en el que los pozos geotérmicos superen en un 40 % el costo pronosticado de perforación, ya sea debido a una mayor tasa de falla o por contratiempos en la perforación, un reservorio con una temperatura de 180°C seguiría ofreciendo precios competitivos, alcanzando precios de venta cercanos a los 80-85 USD/MWh para un TIR de 12 %.

# 8. Recomendaciones

A medida que la realización del proyecto sea más probable, se dedicará un mayor esfuerzo a reducir las incertidumbres restantes en los parámetros del modelo y los datos de entrada de las simulaciones. Mientras que el diseño en el estudio de prefactibilidad se basa en suposiciones preliminares, las etapas posteriores requieren información detallada idealmente basada en las ofertas de los proveedores.

Estudios geofísicos para estimar la profundidad del reservorio, gradientes de temperatura y slim holes son algunas de las próximas actividades a desarrollar en el sistema Reloncaví para permitir definir las características del reservorio antes de proceder con las perforaciones completas.

En el estudio se pudo observar a grandes rasgos la rentabilidad de un proyecto utilizando distintos estados energéticos en el reservorio Reloncaví. Para temperaturas superiores a 180°C, aunque no estuvo en el alcance del informe, el proyecto continuaría progresivamente obteniendo precios más competitivos y una evaluación considerando plantas flash, desde ahí en adelante, sería ideal para tener una visión más amplia de la rentabilidad de futuros proyectos en la zona. Asimismo, la utilización de plantas binarias con múltiples niveles de presión podría ofrecer una mayor rentabilidad al proyecto para las temperaturas evaluadas, ya que apesar del aumento de costo y complejidad que implica este tipo de ciclos, son generalmente justificados y manifestados en el costo específico de la energía generada.

Finalmente, para las temperaturas donde talvez la competitividad del proyecto se ve disminuida, existe la posibilidad de implementar una estrategia conjunta para suministrar calor. Uno de los principales usos de esta energía en su forma de uso directo es para la acuicultura, dentro de lo que se contaría con la industria salmonicultora, de alto desarrollo en la región y en especial en el estero Reloncaví. El principal uso de la energía geotérmica en la acuicultura implica el incremento de la temperatura del agua donde se encuentran las especies marinas, considerando que incluso un incremento no mayor a 5°C, permite una mejora de 40 % para alcanzar el crecimiento óptimo de una especie en particular.

# Referencias


[1] Alfredo Lahsen. "Chilean geothermal resources and their possible utilization". En: *Geothermics* 17.2-3 (1988), págs. 401-410.

[2] Alfredo Lahsen y col. "Geothermal Exploration in Chile: Country Update". En: *Proceedings World Geothermal Congress*. 2015.

[3] Geothermal Energy Association. *2016 Annual U.S. & Global Geothermal Power Production Report*. Technical Report. GEA, mar. de 2016.

[4] Ministerio de Energía. *Balance Nacional de Energía 2016*. 2017.

[5] Comisión Nacional de Energía. *Informe de Previsión de Demanda 2015-2030*. Reporte Técnico. CNE, 2015.

[6] Ministerio de Energía, ed. *Energía 2050: Nueva Política Energética para Chile* (Diciembre 2015).

[7] Generadoras de Chile. *Boletín del Mercado Eléctrico. Sector Generación*. Reporte técnico. Generadoras de Chile AG, mayo de 2017.

[8] Ron DiPippo. *Geothermal Power Generation. Developments and Innovation*. 1.ª ed. Woodhead Publishing Series in Energy. Woodhead Publishing, 2016.

[9] Milou Beerepoot. "Technology roadmap: Geothermal heat and power". En: *Renewable Energy Division, International Energy Agency, OECD/IEA, Paris ed* (2011).

[10] Electricidad. La revista energética de Chile, ed. *Advierten sobre falta de contratos PPA para financiar proyectos ERNC* (mayo de 2017).

[11] Sadiq J Zarrouk y Hyungsul Moon. "Efficiency of geothermal power plants: A worldwide review". En: *Geothermics* 51 (2014), págs. 142-153.

[12] Ronald DiPippo. *Geothermal power plants: principles, applications, case studies and environmental impact*. Butterworth-Heinemann, 2012.

[13] HD Madhawa Hettiarachchi y col. "Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources". En: *Energy* 32.9 (2007), págs. 1698-1706.

[14] Ennio Astolfi Marco; Macchi. *Organic rankine cycle (ORC) power systems: technologies and applications*. 1.ª ed. Woodhead Publishing in energy no. 107. Woodhead Publishing, 2017.

[15] Daniel N Schochet. "Performance of ORMAT geothermal binary and combined steam/binary cycle power plants with moderate and high temperature resources". En: *Renewable Energy* 10.2-3 (1997), págs. 379-387.

[16] José Martins Carvalho y col. "Portugal Country Update 2015". En: *Proceedings World Geothermal Congress, Melbourne, Australia*. 2015.

[17] Felipe Aguilera y col. "Evaluación de los recursos geotérmicos de la región de Los Lagos". En: *Servicio Nacional de Geología y Minería* (2014).

[18] Barbara Ruiz y Diego Morata. "Hydrogeochemical characterization of therrmal springs, Los Lagos region". En: *Universidad de Chile* (2016).

[19] Felipe Aguilera y col. "Mapa de Recursos Geotérmicos Región de Los Lagos". En: *Servicio Nacional de Geología y Minería* (2014).

[20] Sanford A Klein y FL Alvarado. *EES: Engineering equation solver for the Microsoft Windows operating system*. F-Chart Software, 1992.

[21] Arturo Hauser. *Catastro y caracterización de las fuentes de aguas minerales y termales de Chile*. 50. Servicio Nacional de Geología y Minería, 1997.

[22] Ormat. URL: www.ormat.com.

[23] Ministerio de Energía. *Proyectos en Construcción e Ingresados al SEIA a julio 2016*. Unidad de Gestión de Proyectos. ME, 2016.

[24] MW Martin, JR Clavero y CM Mpodozis. "Eocene to Late Miocene magmatic development of El Indio belt, 30 S, North-Central Chile". En: *Congreso Geológico Chileno*. Vol. 1. 8. 1997.

[25] Charles R Stern y col. "Chilean volcanoes". En: *The geology of Chile* 5 (2007), 149-citation_lastpage.

[26] José Cembrano, Francisco Hervé y Alain Lavenu. "The Liquine Ofqui fault zone: a long-lived intra-arc fault system in southern Chile". En: *Tectonophysics* 259.1 (1996), págs. 55-66.

[27] D Yasna Pérez. *Fuentes de aguas termales de la Cordillera Andina del Centro-Sur de Chile:(39-42º S)*. Servicio Nacional de Geologia y Mineria, 1999.

[28] Transelec. URL: http://www.transelec.cl/.

[29] Mary H Dickson y Mario Fanelli. *Geothermal energy: utilization and technology*. Routledge, 2013.

[30] Nurdan Yıldırım Özcan. "Modeling, simulation and optimization of flashed-steam geothermal power plants from the point of view of noncondensable gas removal systems". En: (2010).

[31] Ronald DiPippo. *Geothermal power plants: principles, applications, case studies and environmental impact*. Butterworth-Heinemann, 2016.

[32] Calpine Corporation. *The Geysers*. URL: http://www.geysers.com/water.aspx.

[33] JD Thomas W. Overton. *TOP PLANT: Tosunlar 1 Akca Plant, Saraykoy, Denizli, Turkey*. URL: http://www.powermag.com/tosunlar-1-akca-plant-saraykoy-denizli-turkey-2/.

[34] Exergy. URL: www.exergy-orc.com.

[35] M Astolfi y col. "Testing of a New Supercritical ORC Technology for Efficient Power Generation From Geothermal Low Temperature Resources". En: *ASME ORC2013—2nd International Seminar on ORC Power Systems (ORC2013), Rotterdam, Oct.* 2013, págs. 7-8.

[36] Marco Astolfi. "An innovative approach for the techno-economic optimization of organic rankine cycles". Tesis doct. Italy, 2014.

[37] Marco Astolfi y col. "Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources–Part A: Thermodynamic optimization". En: *Energy* 66 (2014), págs. 423-434.

[38] Gerald Bowen Hill, EJ Pring y Peter D Osborn. *Cooling towers: principles and practice*. Butterworth-Heinemann, 2013, págs. 6-7.

[39] Michael J Wagner y Paul Gilman. "Technical manual for the SAM physical trough model". En: *Contract* 303 (2011), págs. 275-3000.

[40] Tailu Li y col. "Two-stage evaporation strategy to improve system performance for organic Rankine cycle". En: *Applied Energy* 150 (2015), págs. 323-334.

[41] Medardo Serna-González, José M Ponce-Ortega y Arturo Jiménez-Gutiérrez. "MINLP optimization of mechanical draft counter flow wet-cooling towers". En: *Chemical Engineering Research and Design* 88.5 (2010), págs. 614-625.

[42] Sanford A Klein y Gregory Nellis. *Mastering EES*. F-Chart Software, 2013.

[43] Athanasios I. Papadopoulos; Mirko Stijepovic; Patrick Linke. "On the systematic design and selection of optimal working fluids for Organic Rankine Cycles". En: *Applied Thermal Engineering* 30 (6-7 2010).

[44] Carl Bliem; Federica Zangrando; Vahab Hassani. "Value analysis of advanced heat rejection systems for geothermal power plants". En: *Renewable Energy* 9 (1-4 1996).

[45] Daniel J Entingh y col. "DOE Geothermal Electricity Technology Evaluation Model (GETEM): Volume I-Technical Reference Manual". En: *Washington DC, US Department of Energy, Office of Energy Efficiency and Renewable Energy* (2006).

[46] Ronald DiPippo. "Comments on "Efficiency of geothermal power plants: A worldwide review" by Sadiq J. Zarrouk and Hyungsul Moon". En: *Geothermics* 53 (ene. de 2015).

[47] Gregory Nellis y Sanford Klein. *Heat Transfer*. Cambridge University Press; Reprint edition, 2012, págs. 823-962.

[48] Turboden. URL: `www.turboden.eu`.

[49] E Macchi y A Perdichizzi. "Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids". En: *Journal of engineering for power* 103.4 (1981), págs. 718-724.

[50] Marco Astolfi y col. "Binary ORC (Organic Rankine Cycles) power plants for the exploitation of medium–low temperature geothermal sources–Part B: Techno-economic optimization". En: *Energy* 66 (2014), págs. 435-446.

[51] Ronald DiPippo. "Second law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids". En: *Geothermics* 33.5 (2004), págs. 565-586.

[52] Robert Sones y Zvi Krieger. "Case history of the binary power plant development at the Heber, California geothermal resource". En: *Proceedings of the World Geothermal Congress*. 2000, págs. 2217-2219.

[53] PS Bundela, Vivek Chawla y col. "Sustainable development through waste heat recovery." En: *American Journal of Environmental Sciences* 6.1 (2010), págs. 83-89.

[54] Gobierno de Chile. *Servicio de Evaluación Ambiental*. URL: `http://sea.gob.cl/evaluacion-ambiental`.

[55] T.C. Hinrichs y B.W. Dambly. "East Mesa Magmamax Power Process Geothermal Generating Plant, A Preliminary Analysis". En: *United States. Department of Energy.* ().

[56] Sylvain Quoilin y col. "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems". En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 22 (2013), págs. 168-186.

[57] Bertrand F Tchanche y col. "Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles–a review of various applications". En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15.8 (2011), págs. 3963-3979.

[58] Joshua Geiger Clarke. *Optimal design of geothermal power plants*. Virginia Commonwealth University, 2014.

[59] Alessandro Franco y Marco Villani. "Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields". En: *Geothermics* 38.4 (2009), págs. 379-391.

[60] Enrico Barbier. "Geothermal energy technology and current status: an overview". En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 6.1 (2002), págs. 3-65.

[61] Jim Combs y Colin Goranson. “Reservoir evaluation using discharge and injection data from slim holes and large-diameter production wells at the Steamboat Hills geothermal field, Nevada, USA”. En: *Proc. WGC* (1995).

[62] Tom Buchanan, Wade Posten y Sean Berryman. “Repowering Steamboat 2 and 3 Plants with New Axial Flow Turbines”. En: *World Geothermal Congress*. 2010.

[63] Sabodh K Garg y Jim Combs. “Use of slim holes with liquid feedzones for geothermal reservoir assessment”. En: *Geothermics* 26.2 (1997), págs. 153-178.

[64] John W Lund y col. “The United States of America Country Update”. En: *Proceedings*. 2005, págs. 24-29.

[65] Umran Serpen y Niyazi Aksoy. “Reassessment of Reinjection in Salavatli-Sultanhisar Field of Turkey”. En: *Proceedings World Geothermal Congress*. 2010.

[66] Cemil Gurbuz y col. “Tracing reinjected water by seismic monitoring”. En: *Proceeding of the 36th workshop on geothermal reservoir engineering Stanford University, Stanford, California*. 2011.

[67] Nate Blair y col. “System advisor model, sam 2014.1. 14: General description”. En: *Nat. Renew. Energy Lab., Denver, CO, USA, Tech. Rep. NREL/TP-6A20-61019* (2014).

[68] Michael Mendelsohn y col. *Impact of Financial Structure on the Cost of Solar Energy*. Inf. téc. National Renewable Energy Laboratory (NREL), Golden, CO., 2012.

[69] Michael Taylor y col. “Renewable power generation costs in 2014”. En: *International Renewable Energy Agency* (2015).

[70] S Filippini y col. “Potential of water-sprayed condensers in ORC plants”. En: *First International Seminar on ORC Power Systems, Delft (NL)*. Vol. 2. 2011.

[71] Cooling Tower Depot. URL: `https://www.coolingtowerdepot.com/`.

[72] Bureau Labor of Statistics. *Producer Price Index - PPI*. 2017. URL: `https://www.bls.gov/`.

[73] Verkís Consulting Engineers. *Geothermal Binary Power Plants: Preliminary study of low temperature utilization, cost estimates and energy cost*. Inf. téc. Verkís, 2014.

[74] P Valdimarsson y T Jóhannesson. “Electricity generation from low-temperature geothermal resources”. En: *Short course in World Geothermal Congress*. 2015.

[75] Gunnar Gunnarsson y OR–Reykjavik Energy. “Mastering reinjection in the Hellisheidi field, SW-Iceland: a story of successes and failures”. En: *Proc., 36th Workshop on geothermal reservoir engineering, Stanford University*. 2011.

[76] Alexandre Rivera Diaz, Eylem Kaya y Sadiq J Zarrouk. “Reinjection in geothermal fields-A worldwide review update”. En: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 53 (2016), págs. 105-162.

# Anexo A Geoquímica del Sistema de Reloncaví [17]

| Nombre | Temperatura salida (°C) | Temperatura profunda (°C)[1] | Método | Entalpía salida (kJ/kg) | Entalpía profunda (kJ/kg)[1] |
|---|---|---|---|---|---|
| Ralún | n.a. | 116,2 | Qz | n.a. | 486,8 |
| | 55-70 | 99,4 | Qz | 230,2 | 414,9 |
| | n.a. | 110,8 | Qz | n.a. | 465,6 |
| | 43 | 77,9 | Qz | 180,1 | 322,4 |
| | 40,1 | 152,3 | K-Na? | 167,5 | 640,9 |
| Rollizos | 35 | 116,5 | K-Na | 146,6 | 491,0 |
| | 23 | 85,2 | Qz | 96,5 | 355,9 |
| | 26,1 | 141,9 | K-Na? | 109,0 | 597,8 |
| | 28,3 | 55,8 | Qz | 117,4 | 234,4 |
| | 29,7 | 125,4 | K-Na? | 125,7 | 525,1 |
| | 28,4 | 136,8 | K-Na | 117,4 | 576,3 |
| Las Conchas | 20-25 | 87,6 | Qz | 83,9 | 364,4 |
| | 21,4 | 165,7 | k-Na? | 88,1 | 701,7 |
| | 25,2 | 54,4 | Qz | 104,8 | 230,2 |
| | 25,9 | 152,3 | K-Na? | 109,0 | 640,9 |
| | 25,2 | 57,6 | Qz | 104,8 | 242,8 |
| Sotomó | 35,0 | 57,4 | Qz | 146,6 | 238,6 |
| | 20,7 | 159,4 | Qz | 88,1 | 671,2 |
| | 31,6 | 46,7 | k-Na? | 134,1 | 196,8 |
| Puelo | 25 | 83,9 | Qz | 104,8 | 347,5 |
| | 27 | 74,1 | Qz | 113,2 | 309,8 |
| | 26,8 | 155,1 | K-Na? | 113,2 | 653,9 |
| | 35,2 | 50,6 | Qz | 146,6 | 213,5 |
| | 30,5 | 70,8 | Qz | 129,9 | 297,2 |
| Río Petrohué | 15,6 | - | - | 67,2 | - |
| Río Cochamó | 11,7 | - | - | 50,4 | - |
| Estero Sacho | 10,5 | - | - | 46,2 | - |
| Estero Reloncaví | 18,5 | - | - | 79,7 | - |
| Estero Reloncaví | 15,3 | - | - | 63,0 | - |

**Tabla A.1:** Datos geoquímicos del Sistema Estero Reloncaví: temperatura de salida, temperatura profunda, entalpía de salida y profunda según geotermómetros K-Na y $SiO_2$.

| Temperaturas reservorio (°C) | | | |
|---|---|---|---|
| **T° Reservorio $Na^+$-$K^+$-$Mg^{2+}$-$Ca^{2+}$** | **T° Reservorio $Na^+$-$K^+$-$Mg^{2+}$** | **T° Reservorio $SiO_2$** | **T° Reservorio (Estimación Final)** |
| 130-195 | 117-182 | 47-116 | **130-195 (probable)/ 267 (máximo)** |

**Tabla A.2:** Temperaturas de reservorio según geotermometría gráfica de $Na^+$-$K^+$-$Mg^{2+}$-$Ca^{2+}$ y geotermómetro K-Na y $SiO_2$. La temperatura de reservorio estimada (en °C) corresponde a la estimación final basada en la interpretación de acuerdo a los datos geotermométricos y geoquímicos.

[1]Basado en la validez del método geotermométrico utilizado e indicado en la columna Método.

# Anexo B Listado de equipos planta geotérmica binaria [12, 14]

En este anexo, se presenta una descripción de los equipos principales de una planta geotérmica binaria. En cualquier ORC el ciclo esta compuesto principalmente por cuatro clases de componentes: (1) intercambiadores de calor, (2) turbina(s), (3) bomba(s), y (4) el generador. Aparte de estos, generalmente se requieren muchos otros componentes para una operación estable y segura del sistema y para su control.

### Economizador y sobrecalentador

Los intercambiadores de calor típicamente contribuyen a la fracción más grande del costo del bloque de potencia. Los intercambiadores de calor primarios, donde el calor es introducido al ciclo, deben ser diseñados de acuerdo a una compensación entre diferentes efectos opuestos. El aumento de la superficie es positivo desde un punto de vista termodinámico, ya que permite limitar la generación de entropía y lograr un mayor rendimiento, pero conduce a equipamiento más costoso con un efecto contrastante en el costo de electricidad (LCOE). Los intercambiadores de calor de Carcasa y Tubos son los tipos más comúnmente utilizados en el campo de las plantas geotérmicas binarias y son utilizados para el economizador y el sobrecalentador cuando es ocupado. Acero al carbono es el material más común para este tipo de componentes. Como se puede observar en la Figura B.1, están hechos por un paquete de tubos encerrados en una carcasa: una corriente fluye por el lado de los tubos una o más veces mientras que la otra corriente fluye por el lado de la carcasa, casi perpendicular al haz de tubos siguiendo un camino definido por la disposición de deflectores verticales.

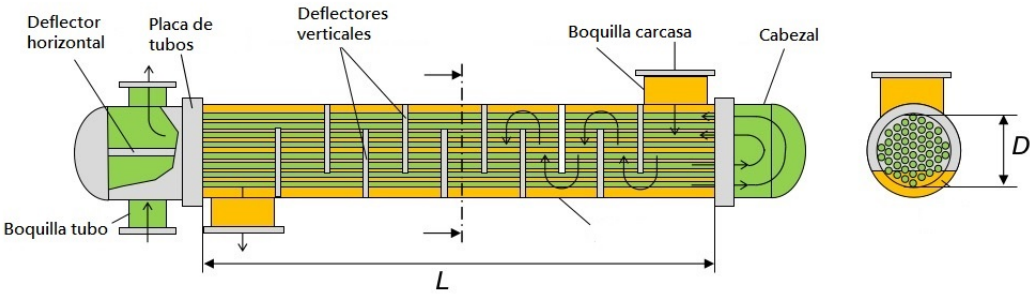



**Figura B.1:** Intercambiador de calor de Carcasa y Tubos

El diseño de intercambiadores de calor de carcasa y tubos se basa en los estándares TEMA que define la norma de tamaño para la carcasa, los tubos y los cabezales. Si la superficie de transferencia de calor excede uno o más limites (el diametro máximo de la carcasa y el largo máximo de los tubos) diferentes unidades en paralelo y/o en serie pueden utilizarse. Alternativamente si se requieren ratios muy altos de $L/D$ usualmente se adopta el intercambiador de carcasa y tubos con forma de horquilla, presentado en la Figura B.2, ya que permite una gran carga térmica en una sola unidad con una disposición de contracorriente casi perfecta.

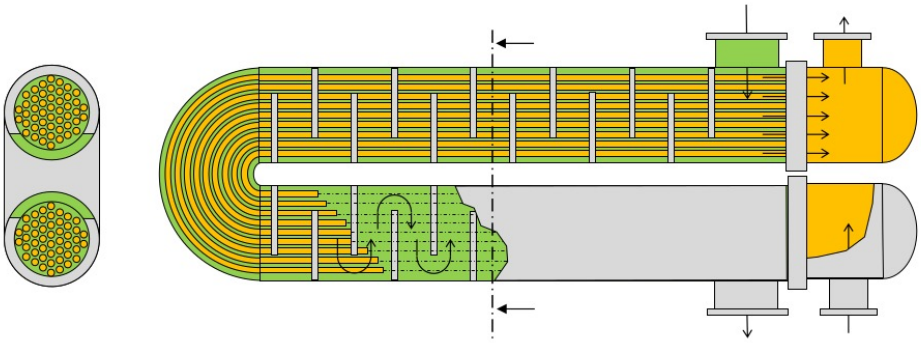


**Figura B.2:** Intercambiador de calor de carcasa y tubos (modelo con forma horquilla)

### Evaporador y condensador

Los evaporadores son generalmente intercambiadores de calor diseñados especialmente como hervidores (ver Figura B.3). Estos componentes estan formados por un paquete de tubos de dos pasadas donde fluye el fluido caliente, es decir el fluido geotérmico, rodeado por un espacio lleno de fluido de trabajo líquido en equilibrio con su propio vapor. El fluido de trabajo entra en una sección separada en condiciones de subenfriamiento y se calienta hasta el estado saturado al mezclarlo con el líquido saturado. En la parte superior del intercambiador de calor está siempre presente una unidad de desempañado para eliminar las gotas de líquido que son arrastradas por el flujo de vapor y que pueden ser peligrosas para los álabes de la turbina. Estos equipos suelen ser más caros que los clásicos intercambiadores de calor de carcasa y tubos debido a la capa más gruesa de la carcasa y a la gran cantidad de líquido que deben contener.

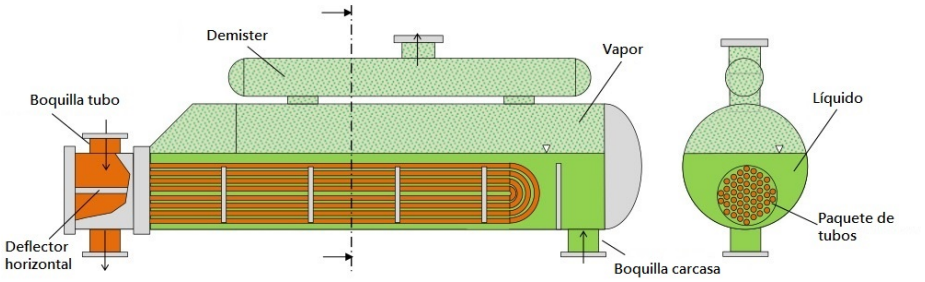



**Figura B.3:** Intercambiador de calor dispuesto como evaporador

Una configuración similar es usada para condensadores de enfriamiento con agua. En la Figura B.4 se representa la disposición genérica de una condensador enfriado por agua donde el agua fría proveniente de la torre de refrigeración fluye en los tubos y el vapor en la carcasa.

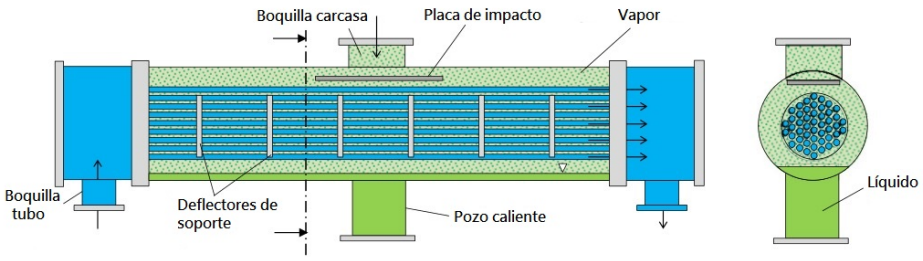



**Figura B.4:** Intercambiador de calor de condensación refrigerado por agua

El vapor entra por la parte superior, golpea una placa de impacto y se distribuye en todo el haz de tubos. El vapor entra en contacto con los tubos fríos, se condensa y eventualmente se subenfría. Las gotas de líquido caen sobre los tubos por debajo y se encuentran con el vapor para realizar una transferencia parcial de calor y masa. Si se garantiza un volumen suficiente bajo el banco de tubos, el líquido tiene un tiempo de permanencia lo suficientemente largo como para retornar en un condición de líquido saturado en equilibrio con el vapor. Este volumen se llama pozo caliente ("Hot well") del condensador y su nivel (al igual que el nivel de los evaporadores) es uno de los parámetros de control de un ciclo Rankine. El nivel debe estar en un rango bien definido, entre un nivel mínimo para evitar la cavitación de la bomba y un nivel máximo que impida que algunos tubos permanezcan sumergidos, lo que resultaría en un subenfriamiento del condensado y en efectos perjudiciales para la eficiencia de la planta.

### Recuperador

El recuperador es un componente particularmente importante en los casos caracterizados por una alta temperatura mínima del fluido geotérimco. Por lo general, para fuentes de altas temperaturas, se usan fluidos de trabajo complejos que implican pequeñas caídas de temperatura a lo largo de la expansión y una gran potencia térmica disponible en la descarga de la turbina. Un precalentamiento recuperativo del líquido proveniente del bombeado es importante para obtener altas eficiencias, limitando las diferencias de temperatura en los intercambiadores de calor primarios y reduciendo el calor liberado al ambiente. El recuperador se diseña generalmente como intercambiador de calor con tubos de aleta con el fin de mejorar el coeficiente de transferencia de calor en el lado externo del tubo donde fluye vapor. Los tubos están aleados con placas metálicas continuas; el fluido orgánico líquido fluye perpendicular al vapor y generalmente se adoptan trayectorias multi-paso. El ratio de superficie externa-interna es generalmente alrededor de 15-17. Las aletas usualmente se construyen de cobre, mientras que el material del tubo depende de la temperatura de operación. Para temperaturas menores a 200°C, los tubos son hechos de cobre mientras que para mayores temperaturas se usan aleaciones de cobre y níquel 90/10. El recuperador se coloca justo después del difusor de la turbina para reducir las pérdidas de presión en la tubería entre los dos componentes como se muestra en la Figura B.5.

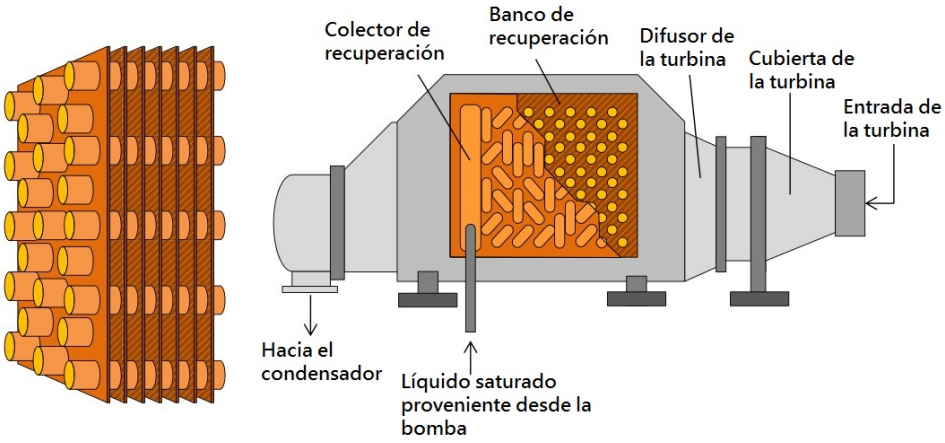



**Figura B.5:** Representación esquemática del banco de tubos de aletas del regenerador típico y su disposición en la salida de turbina

### Turbina

Las turbomáquinas están formadas por una secuencia de etapas, cada una fabricada por un estator y un rotor. En el estator, el fluido se acelera en los canales estáticos convergentes (o convergentes-divergentes). Después, entra en el rotor donde es posiblemente más expandido y desviado intercambiando momentum con las aspas de la turbina. Los discos de rotor están conectados al eje de la turbina. Dependiendo del movimiento relativo del fluido respecto al eje, las turbinas pueden clasificarse como: (1) axial, (2) entrada radial o centrípeta, y (3) salida radial.

Las turbinas axiales (Figura B.6) para una potencia superior a 0,5 MW son la opción más común en los ciclos orgánicos de Rankine; son desarrollados por Ormat [22] y Turboden [48].

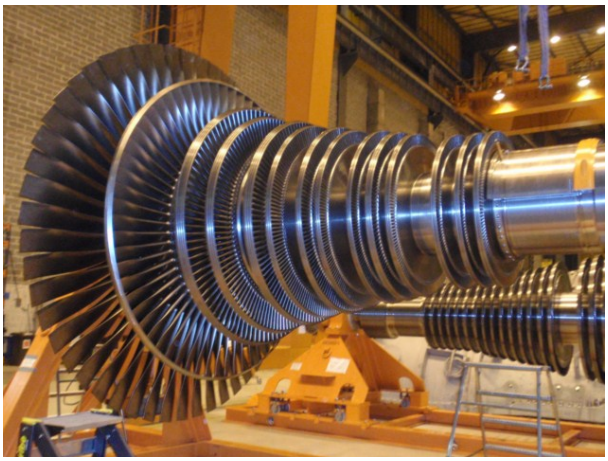


**Figura B.6:** Turbina axial

### Bombas

Las bombas de los ciclos orgánicos de Rankine suelen ser bombas centrífugas multietapa de velocidad variable y su diseño es relativamente común debido a su amplio uso en los campos de la química y refinería. Dependiendo de la configuración del ciclo, la selección del fluido

y los parámetros de diseño del ciclo, la bomba podría mostrar un consumo que es una parte relevante de la potencia bruta de la turbina (hasta 20-30 % en ciclos supercríticos con fluidos de alta presión crítica). En este caso, la eficiencia de la bomba es un parámetro crucial y el componente debe ser cuidadosamente diseñado con el fin de lograr una alta eficiencia del ciclo.

Por otra parte, las bombas de los pozos se clasifican en dos categorías:

- Bombas sumergibles
- Bombas de eje lineal

Tanto las bombas sumergibles como las de eje lineal son bombas centrífugas, la principal diferencia es la ubicación del motor. En bombas sumergibles, la bomba y el motor estan sumergidos en el pozo. Esto hace posible bombear el agua desde niveles más profundos, y en pozos inclinados.

El motor de la bomba de eje lineal es situado en una brida en la cabeza del pozo y mediante un eje compuesto puede conducir la bomba a través de algunos cientos de metros por el pozo. Las bombas de eje lineal son adecuadas para altas temperaturas (200°C) y son generalmente las más ocupadas en pozos de baja-mediana entalpía. Por último, la profundidad de la bomba y flujo de salmuera geotérmica extraída del pozo determinan la cantidad de energía requerida para impulsar la bomba.

**Generadores, reductores y sistemas electrónicos de potencia**

El generador convierte la energía mecánica en electricidad; normalmente gira a la frecuencia de la red y está conectado directamente a la turbina. Sin embargo, en el campo de los ciclos orgánicos de Rankine, la variabilidad de fluidos de trabajo y aplicaciones conduce a turbinas/expansores que tienen velocidades de rotación óptimas muy diferentes. Las plantas grandes usualmente requieren máquinas lentas, mientras que las micro ORC requieren turbinas de flujo radial muy rápidas. En el primer caso, es posible utilizar un generador que gira a 1500, 1000 o 750 RPM dependiendo del número de pares de polos. Alternativamente, se puede usar una caja de engranajes entre el eje de la turbina y el eje del generador. El mismo componente puede ser usado para aplicaciones que requieren una turbina rápida, pero sobre cierta relación de engranaje el uso de la caja de engranajes no es conveniente debido a las altas pérdidas mecánicas. Para una velocidad de rotación óptima, el generador suele conectarse directamente a la turbina y produce energía eléctrica con una frecuencia superior a la de la red; se utiliza eventualmente un sistema de acondicionamiento AC/DC + DC/AC para corregir la frecuencia.

**Balance de planta e instrumentación**

El Balance de Planta (BOP) incluye todos los componentes requeridos para completar la instalación y para operar la plata. Las tuberías entre los componentes, las válvulas, las conexiónes en bypass y la instrumentación son parte del balance de planta, y su costo puede ser una parte considerable (25-30 %) del costo total de los equipos.
La instrumentación se requiere para controlar la planta, para caracterizar el desempeño de los componentes, y para la planificación del mantenimiento. Sería una buena práctica asegurar que las medidas de presión y temperatura estén disponibles en la sección de entrada y salida de cada equipo, con el objetivo de monitorear los coeficientes de transferencia de calor de los intercambiadores de calor y la eficiencia del expansor/turbina durante el funcionamiento.

# Anexo C Estimación de Costos

## C.1 CapEx

Hay que mencionar que a pesar de la importancia de obtener correlaciones de costos confiables, este tema no se discute ampliamente en la literatura científica, y funciones generales de costos de capital son difíciles de encontrar. Por otra parte, los datos disponibles suelen referirse a un campo específico o a una pequeña gama de temperaturas y presiones, las empresas de ingeniería y los fabricantes de los componentes son los únicos que pueden ofrecer datos confiables, pero la información económica generalmente se mantiene estrictamente reservada y raramente se comparten datos.

Los costos relacionados con el campo de pozos, equipamiento de superficie y exploración fueron extraídos modelando la planta geotérmica binaria en GETEM [45] del Departamento de Energía de Estados Unidos (DOE). A continuación se describe el procedimiento utilizado para cada categoría de costos y las consideraciones realizadas en cada caso.

### Exploración y confirmación

El proceso de descubrir y evaluar el valor económico a corto plazo de un prospecto geotérmico se trata como exploración y confirmación.

La cantidad de energía y el costo de energía de un proyecto geotérmico dependen de las características del recurso. La temperatura de las rocas y los fluidos en ellas determinan el tipo de sistema de conversión utilizado (binario para este caso), la eficiencia con la que el sistema utiliza el calor en el fluido, si los pozos pueden ser bombeados o si fluirán por sí mismos y el costo de las actividades de prueba. El caudal que se puede producir a partir de cada pozo de producción y la profundidad del recurso también limita el costo del proyecto. Toda esta información se determina como parte de la exploración y confirmación del recurso. La exactitud de las estimaciones de estos parámetros clave, que se hacen antes de perforar los pozos de producción, son un componente clave del riesgo asociado con el desarrollo geotérmico.

El objetivo del desarrollador es determinar si el recurso es capaz de producir energía económicamente, y si es así, qué tamaño nominal de la planta se ajustará mejor a ese recurso y cuánta producción total se puede manejar desde el campo de pozos sin generar indebidamente un agotamiento prematuro, o causar progresivamente una caída de presión mayor en el sistema geotérmico de lo que es económico.

Posteriormente, el desarrollador comienza a explorar estos recursos para determinar la temperatura, la presión, el caudal disponible, la extensión de la temperatura y la anomalía de permeabilidad que define el recurso, la profundidad y los mejores lugares para perforar para alcanzar la temperatura y la permeabilidad definidas. Se puede utilizar mapeo geológico, detección remota, métodos de exploración geofísicas, perforaciónes de agujeros de gradientes de temperatura o una variedad de otros métodos para determinar la naturaleza del recurso. Estos son las principales actividades a desarrollar en las próximas etapas de este proyecto.

#### Exploración

El número total de pozos de exploración se determina a partir de la tasa de éxito de exploración, es decir la fracción de los pozos perforados de exploración que efectivamente aciertan

el reservorio. Así, si la tasa de éxito de exploración es de 20 %, cinco pozos de exploración son necesarios para que uno tenga éxito. En el presente análisis se utilizó una tasa de éxito de 50 %, es decir que se necesita perforar un pozo completo inservible antes de perforar un pozo exitoso que acierte el reservorio. Para determinar el costo de los otros aspectos de la exploración como geología, geofísica, geoquímica y los permisos relacionados con las actividades de exploración y perforación, se agrega un costo adicional de $USD 590.000 a los costos de exploración, en base a una cotización de las actividades de exploración . Debido al avance de estudios superficiales que tiene el sistema geotérmico del estero de Reloncaví, los estudios complementarios geocientíficos requeridos para comenzar con las perforaciones de prueba serían reducidos. Además, dado que los pozos de exploración se perforan en ausencia de mucha información sobre la litología y la hidrogeología en profundidad, el costo de cada pozo de exploración se incrementa en un 20 %, en relación al costo que tiene perforar un pozo de producción regular. La fase de exploración del yacimiento termina cuando se perfora el primer pozo exploratorio exitoso.

**Confirmación**

Después de la perforación de un pozo exploratorio exitoso, el desarrollador necesita confirmar la economía y la viabilidad del proyecto. Para ello, prosigue con la planificación del proyecto, incluyendo permisos, trabajo ambiental, trabajo de ingeniería básica, organización de financiamiento y posiblemente lo más importante de todo, obtención de un acuerdo de venta de electricidad. Estas tareas amplían el tiempo necesario para que el proyecto se conecte a la red eléctrica, por lo que a su vez aumenta incontrolablemente el costo del proyecto debido a la decadencia del valor del dinero en el tiempo. Para tomar en cuenta estos parámetros se consideraron también respectivas tasas de descuentos correspondientes a cada año en base a la planificación del proyecto según la Figura C.3. Una vez obtenidos los permisos y las autorizaciones ambientales, se pueden perforar más pozos de producción e inyección. Un banco o empresa de capital riesgo puede requerir que el desarrollador tenga una cierta fracción del total de pozos requeridos de la planta perforados antes de financiar el proyecto.

Estos pozos de confirmación son más riesgosos que los pozos de producción ordinarios que se perforan posteriormente, y pueden costar más debido a las pruebas y exploración adicionales necesarias para colocarlos. Como se ha mencionado anteriormente, en este análisis aumenta el costo total de cada pozo de confirmación en un 20 %, en relación al costo del pozo promedio de producción.

Cuando se completan estos pozos de confirmación, se completa la fase de confirmación del proyecto. El diseño de la planta puede ser finalizado y los pozos finales necesarios para la planta se pueden perforar mientras se construye la central eléctrica.

La tasa de éxito para la confirmación se explica con un ejemplo; supongamos que se perforan cuatro pozos de confirmación. Si la tasa de éxito (de confirmación) es de 60 %, se estima que 2,4 de los pozos de confirmación son productores exitosos, y se estima que 1,6 de los pozos están abandonados. Si se necesitan 10 pozos de producción para soportar el flujo geotérmico requerido por la central, entonces se deben perforar y pagar 10 - 2,4 = 7,6 pozos de producción adicionales. Como el sistema utiliza una planta de ciclo binario se deben instalar bombas en cada uno de los pozos de producción, ya que la energía interna del reservorio no es suficiente para impulsar el fluido geotérmico naturalmente hacia la superficie. Finalmente se definió una tasa de éxito de confirmación de 50 %.

**Campo de pozos**

La construcción de pozos del campo geotérmico abarca todos los aspectos del desarrollo del reservorio geotérmico, es decir: la perforación y prueba de pozos de producción y pozos de reinyección, estimulación del recurso, simulaciones del reservorio y de los pozos y el montaje de tuberías para conectarlas con el bloque de potencia.

La fracción principal de los costos de construcción del campo de pozos son los propios pozos y las tuberías y equipos necesarios para conectarlos con la planta. Los pozos se perforan durante la exploración, el desarrollo y la operación, este último para compensar la disminución de la productividad. También, los pozos se pueden perforar para exploración, producción o reinyección. Es evidente que el número de pozos necesarios tiene un impacto importante en el costo del campo de pozos. El número de pozos necesarios está determinado por el recurso (entalpía, caudal y temperatura que producen los pozos) y el tamaño de la planta. En este estudio se consideró que cada pozo puede producir 100 kg/s de fluido geotérmico según resultados de la modelación con GETEM [45], además se considera que para la reinyección se requiere la mitad del número de pozos necesarios para la producción [58].

Se determinan los costos del campo de pozos a través de; la selección de una curva de costos de pozos, la profundidad de los pozos, un multiplicador de costo, el costo del equipo de superficie, la relación entre los pozos de inyección y producción, y el número de pozos de producción de repuesto requeridos durante la vida útil del proyecto.

Se utilizaron curvas (costos en función de la profundidad) ajustadas a información sobre costos de pozos perforados (registros de pozos reales perforados y de costos de pozos modelados). Es por esto que se incluye un multiplicador de costos que permite ajustar los costos genéricos a los aplicables a un proyecto específico. En particular para este proyecto, este multiplicador posee un valor de 1,2 para pozos de confirmación y exploración, y un valor de 1,0 para la construcción de pozos en la etapa posterior a la confirmación.

**Costo de los pozos (curvas)**

Mientras que la perforación geotérmica, en general utiliza el mismo equipo que la perforación de petróleo y gas, la perforación geotérmica tiene diferentes requisitos, metas y diseños que resultan en diferentes costos que los pozos de petróleo y gas. Anteriormente, se ha tratado de estimar los costos de perforación geotérmica multiplicando los costos de petróleo y gas por un factor de escala, pero esto típicamente no entrega resultados razonables. Un segundo punto es que el cálculo del costo del pozo geotérmico debe hacerse en contexto, es decir, no se puede discutir de manera significativa los costos de los pozos geotérmicos sin establecer un contexto, incluyendo la ubicación, el diseño, los problemas que se encuentran, etc. Un tercer punto es que el diseño del pozo y la tecnología empleada es muy importante. Parte de cualquier actividad de construcción de pozos incluye suposiciones acerca de la litología, diámetros de pozos, profundidad, etc. Estas suposiciones deben establecerse de tal forma que se puedan considerar otros requerimientos del sistema (por ejemplo, tipo de bomba utilizada y su profundidad) en el contexto del costo del pozo.

**Principales supuestos:** Algunas de las suposiciones detrás de las curvas de costo de pozos integrada en GETEM y las utilizadas en este estudio incluyen: (1) los problemas de integridad

del pozo (pérdida de circulación y desprendimiento) sólo se encuentran en la sección superior del pozo y se pueden colocar detrás de la carcasa superficial sin necesidad de una carcasa intermedia adicional, (2) la perforación abrasiva muy dura se encuentra solamente a 300 metros sobre el punto de la cubierta de la producción. Esto significa que los 1.500 a 1.800 metros superiores de un pozo de 3.000 metros sería esencialmente roca sedimentaria. El último supuesto, (3) es que el pozo puede ser completado con un revestimiento ranurado de 18 centímetros y los 600 metros superiores del pozo son lo suficientemente grandes como para acomodar una bomba de eje lineal en el pozo.

Los factores que tienen mayores impactos en la perforación de un pozo incluyen:

- Diseño
  - Profundidad
  - Trayectoria (vertical vs. horizontal)
  - Perfil de la carcasa (incluye diámetro)
  - Material de la carcasa
- Localización
  - Litología
    - Dureza, abrasividad, friabilidad, etc.
    - Integridad del pozo
  - Sitio (transporte, agua, clima, etc.)
  - Presión porosa y gradiente de fracturación vs. profundidad
  - Temperatura vs. profundidad
- Problemas de perforación

De los factores físicos anteriores que afectan los costos de los pozos, el único que es definido de manera particular para este proyecto es la profundidad. La profundidad es el factor más significativo, el costo de un pozo geotérmico de 3.000 metros es hasta diez veces mayor al costo de un pozo de 600 metros (ver Figura C.1).

Sin embargo, otros factores como la ubicación del sitio y la litología causan fácilmente un factor de dos a tres cambios en los costos de perforación geotérmica. Es por esto que el modelo económico utilizado contiene tres curvas de costos: baja, media y alta. El costo de los pozos en base a la curva media por el número de pozos debería dar el costo esperado del campo de pozos de un proyecto. Sin embargo, los pozos individuales podrían ser mayores o menores a la curva media. Las curvas baja y alta en el modelo se seleccionaron por GETEM para abarcar 2/3 de la dispersión de los costos de los pozos geotérmicos recientes (posteriores a 1985) (ver Figura C.2). Es decir, sólo 1/6 de los costos de los pozos debe estar por debajo de la curva baja y sólo 1/6 de los costos de los pozos debe estar por encima de la curva alta.

La diferencia entre las curvas de bajo y alto costo debería ser suficiente para dar cuenta de la mayoría de los efectos de los factores enumerados anteriormente en el diseño y la ubicación. Muchos de los pozos de la Figura C.2 con costos por encima del límite superior incluyen costos de problemas de perforación anormales.

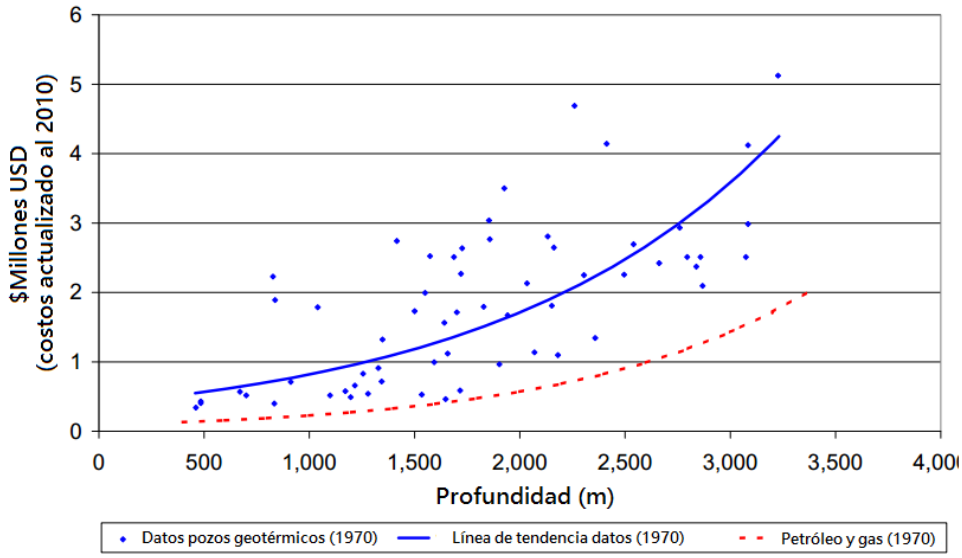



**Figura C.1:** Costo de pozos geotérmicos perforados en el año 1970 (azul) vs. línea de costo promedio de pozos de gas y petróleo (rojo)

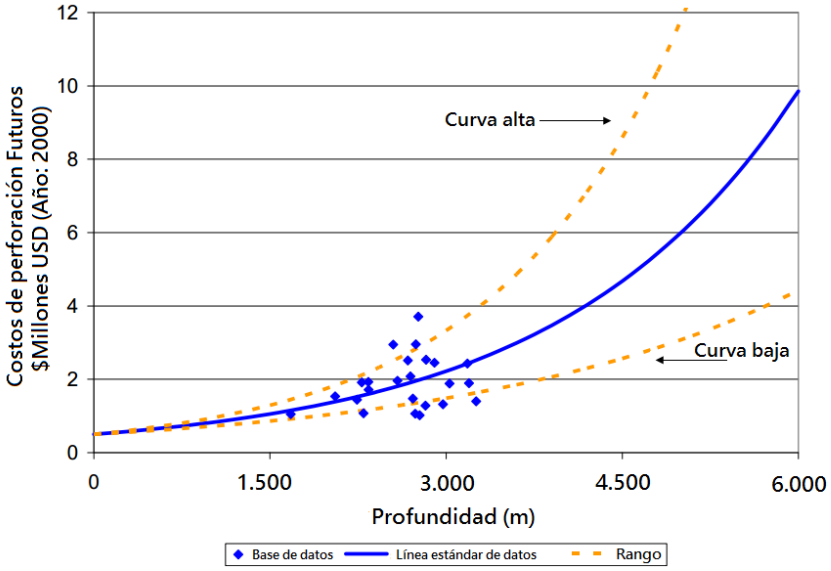



**Figura C.2:** Curvas de costos de pozos utilizada. Curva alta, media y baja.

### Sistema de bombas y recolección y transporte del fluido geotérmico

Mientras que algunos pozos se impulsan naturalmente hacia la superficie a altas velocidades, particularmente aquellos con temperaturas por encima de 200°C, los pozos de temperatura más baja probablemente necesitarán ser bombeados para alcanzar las altas tasas de caudal requeridas.

Al aumentar el flujo por pozo, se reduce el número de pozos de producción requeridos para satisfacer los requerimientos de flujo para un tamaño de planta dado (obviamente hasta un cierto punto, ya que existe un límite técnico de flujo por pozo). Las bombas más utilizadas han sido de tipo eje de línea (”lineshaft“), sin embargo en los últimos años el uso de bombas

sumergibles se ha vuelto más frecuente.

Para calcular el costo de las bombas se debe determinar; el tipo de bomba a utilizar (lineshaft o sumergible), el flujo másico a través bomba, la profundidad de la instalación y la eficiencia de la bomba. La profundidad y el caudal de la bomba establecen la potencia parasitaria necesaria para el bombeo de producción. Cuanto más profunda está la bomba o mayor es el caudal, más energía se requiere para el bombeo.

La potencia total de bombeo de la producción se determina usando la siguiente Ecuación C.1:

$$Energia\ de\ la\ bomba = \frac{flujo\ total \cdot profundidad\ bomba}{eficiencia\ bomba} \tag{C.1}$$

La eficiencia de la bomba generalmente varía entre 60-70 % para una bomba de eje lineal [45]. Los valores utilizados y el análisis de costos se presentan en la Tabla C.3, se asume que las bombas se instalan a 400 metros de profundidad y que estas poseen una eficiencia de 68 %.

Por otro lado, para efectos del cálculo de costos del equipamiento de superficie y del sistema de tuberías de la planta, se estimó una distancia media de 500 metros entre los pozos geotérmicos y el bloque de potencia, resultando, según la modelación en GETEM, en un costo de USD$ 300.466 por pozo en equipos de superficie.

**Planta**

Se han definido correlaciones para cada componente de la planta binaria, en base al método de la ley de escala exponencial en conjunto con el método propuesto por Marco Astolfi et al., 2014 [36, 50], el cual utilizó su experiencia en cooperación con fabricantes de plantas binarias, de turbinas [34, 48] y de intercambiadores de calor [70] para definir los coeficientes de las correlaciones. Además para componentes convencionales (bombas y generador), fueron utilizados datos de fabricantes para definir el costo de referencia.

La lista completa de las correlaciones de costos utilizada se sintetiza a continuación:

- Los costos de los intercambiadores de calor primarios y el recuperador son calculados de acuerdo a la Ecuación C.2 y Ecuación C.3 y la Tabla C.1. El efecto de la presión máxima del ciclo es tomada en cuenta por medio del factor de corrección $a$ y considerando que el fluido orgánico a alta presión fluye en el lado de la carcasa en los intercambiadores de calor primarios (PHE) y en el lado del tubo en el recuperador.

$$C_{PHE,rec} = C_0 \left(\frac{UA}{UA_0}\right)^{0,9} a \tag{C.2}$$

$$a = 10^{\left(a_1 + a_2 log(p) + a_3 log^3(p)\right)} \tag{C.3}$$

  Donde $C_0$ es referido a un intercambiador de calor con una presión máxima de 5 bar.

| | HEX | Rec |
|---|---|---|
| $C_0$, USD | \$1.670.000 | 260.000 |
| $UA_0$, kW/K | 4000 | 650 |
| $a_1$ | 0,03881 | -0,00164 |
| $a_2$ | -0,11272 | -0,00627 |
| $a_3$ | 0,08183 | 0,0123 |

**Tabla C.1:** Suposiciones para las correlaciones de los PHE y el recuperador

- El costo de la turbina es calculado en función del número de etapas $n$, el parámetro de tamaño $SP$ de la última etapa y la potencia $W$, de acuerdo a la Ecuación C.4:

$$C_{turb} = C_1 \left(W\right)^{0,99} + C_2 \left(\frac{SP}{SP_0}\right)^{1,06} \cdot \left(n\right)^{1,18} \tag{C.4}$$

  con $W$ en MW, $C_1 = \$USD$ 2.400.000, $C_2 = \$USD$ 61.750 y $SP_0 = 0,18$.

- El costo del generador eléctrico es calculado de acuerdo a la Ecuación C.5:

$$C_{gen} = C_0 \left(\frac{W_{el}}{W_{el,0}}\right)^{0,67} \tag{C.5}$$

  donde $W_{el,0} = 5.000\ kW$ y $C_0 = \$USD$ 223.000.

- El costo de la torre de refrigeración fue cotizado a través de CoolingTowerDepot.com [71].

- El costo de la bomba es calculada en base a la siguiente Ecuación C.6:

$$C_{bomba} = C_0 \left(\frac{W_{el}}{W_{el,0}}\right)^{0,67} \tag{C.6}$$

  donde $W_{el,0} = 200\ kW$ y $C_0 = \$USD$ 15.560.

- El costo del balance de la planta (BoP) es estimado como el 40 % del costo total de los componentes del bloque de potencia.

**Transmisión**

La planta se encuentra a 3 kilómetros de la infraestructura de transmisión eléctrica, propiedad de Transelec, que viaja desde la central hidroeléctrica Canutillar hacia la subestación Melipulli de Puerto Montt. Se asume una conexión a esta línea a través un acuerdo de utilización de la faena de transformación de voltaje de la Central Canutillar. El costo por kilómetro es de 220.000 USD/km.

### Costo del fluido

La compra del fluido de trabajo no se considera en este trabajo ya que requiere una estimación del volumen de la planta y un dimensionamiento preliminar de los intercambiadores de calor y la tubería. Este nivel de detalle esta más allá del alcance de este estudio, pero aquí se informa sobre algunos aspectos económicos relacionados con el uso de diferentes fluidos.

En base a fuentes, donde el autor [36] se comunicó personalmente con empresas y productores de fluidos orgánicos se pueden destacar los siguientes aspectos:

- El porcentaje del fluido de trabajo en el costo total de la planta no siempre es insignificante y puede llegar a alcanzar el 10 % del costo total de la planta, sin contar el Balance de Planta (BoP), si se usa un fluido que no es ni inflamable ni tóxico.
- La principal diferencia de costos es entre los fluidos inflamables y los no inflamables: los fluidos inflamables, esto es todo los aclanos lineales y los no lineales, cuestan alededer de 2,5 $USD^{2013}$/kg mientras que los otros, como los fluidos refrigerantes, cuestan a lo menos 15 $USD^{2013}$/kg. El R134a es la única excepción porque es un fluido que se produce en grandes cantidades y su costo se de alrededor de 5 $USD^{2013}$/kg. Por otro lado los fluidos perfluorados pesados son extremadamente caros (100 $USD^{2013}$/kg), ya que por lo general se venden en pequeñas cantidades y su mercado es limitado.
- Otra diferencia es la densidad de estos compuestos, los fluidos inflamables son relativamente livianos ($\sim$ 600 kg/$m^3$) mientras que los compuestos fluorados tienen una densidad que es aproximadamente el doble que los hidrocarburos implicando que, para un mismo volumen de planta, se necesite mayor cantidad de fluido. La hipótesis de un valor constante es casi del todo cierta cuando se ocupan intercambiadores de calor C&T arreglados como evaporadores (Figura B.3) y como condensadores (Figura B.4) pero esto no es aplicablbe por ejemplo si se utiliza un ciclo supercrítico.
- El uso de un fluido no inflamable (por ejemplo, R245fa vs pentano) conduce a un costo para el fluido de trabajo por lo menos doce veces mayor que que si se utilizara un fluido inflamable, con un impacto relevante en la economía del bloque de potencia. Por otra parte a su vez el uso de fluidos inflamables requiere una protección adicional de seguridad, un costoso sistema anti-incendio y autorizaciones adicionales que hacen que todo el proyecto sea más costoso. No obstante estos costos adicionales no son generalmente tan altos como para nivelar la ventaja económica de usar un fluido más barato.

### Costos indirectos

También hay que tener en consideración todos los costos indirectos asociados. En esta categoría se han considerado tanto los costes indirectos del proyecto EPC como también todos los costes asociados al desarrollo del proyecto (EIA, ing. conceptual, básica, etc.) y el arriendo del terreno. Los costos EPC se estiman en 16 % del costo de capital directo [67]. Por otra parte, los costos relacionados con el terreno, el desarrollo del proyecto y los costos misceláneos se estiman en un 3,5 % del costo de capital directo [67].

### Actualización de costos

Para actualizar los costos según el eventual año en que se desembolsan, en base a la planificación del proyecto (Figura C.3), se extrapoló linealmente la base de datos del Índice de Precios del Productor (PPI)[72] para los últimos 10 años de cada categoría de precios utilizada.

El Bureau Labor of Statistics [72] mide cada año el cambio medio en el tiempo de los precios de venta de distintas categorías de productos. En la Figura C.4 se muestra un ejemplo de la extrapolación utilizada para calcular el costo de los intercambiadores de calor para el año de desembolso (año 2021).

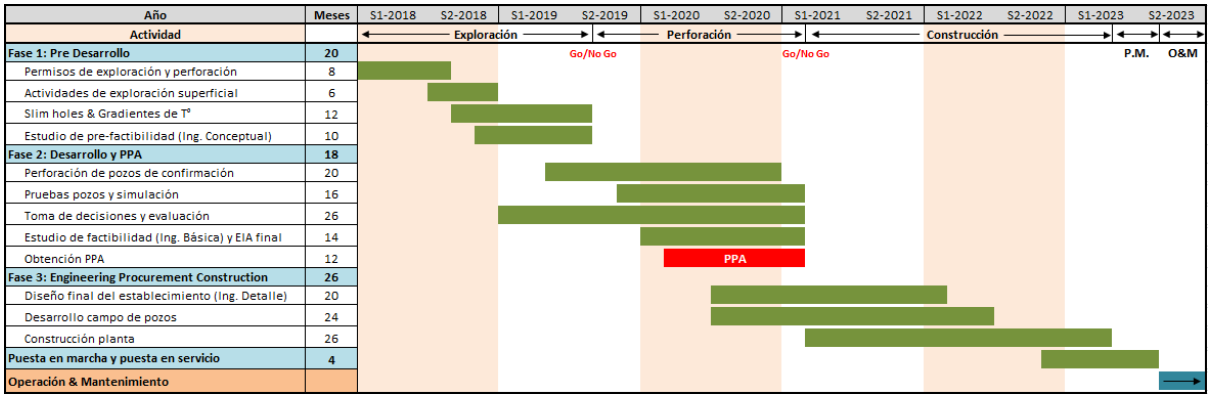



**Figura C.3:** Planificación simplificada de desarrollo del proyecto geotérmico

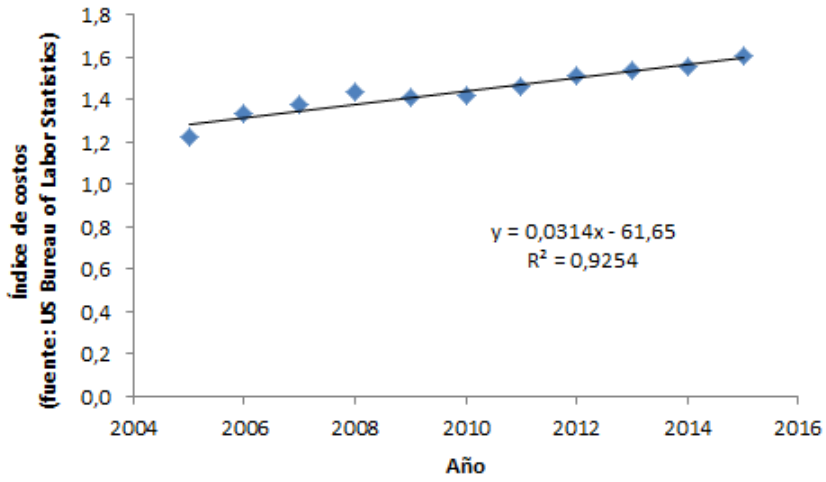



**Figura C.4:** Línea de tendencia para la base de datos de los índices de precios (PPI) de intercambiadores de calor

## C.2 OpEx

La planta geotérmica utiliza su propia electricidad generada para cubrir las cargas parasitarias. Por lo tanto, estas no son consideradas como un costo operacional y solo reducen la cantidad de energía neta evacuada por la planta. Aunque la planta eventualmente requerirá de un suministro externo de electricidad para los arranques posteriores a una detención completa, estos son considerados despreciables para efectos de la estimación del OpEx.

### Personal

Para la operación de una planta geotérmica binaria se requiere el siguiente personal:

- Operadores que realizan funciones de operación y mantenimiento.

- Trabajadores especializados que proporcionan mano de obra general y asistencia a los operadores.
- Personal de seguridad para garantizar la seguridad de la planta.
- Gerentes y/o administradores

Los operadores de la planta necesitan estar capacitados y preparados para tareas específicas. Tanto los electricistas como los mecánicos deben ser capaces de realizar supervisión durante la operación, mantenimiento y trabajo de reparación.

En plantas avanzadas la generación es automatizada y no hay mucha necesidad de trabajadores de tiempo completo excepto el personal de seguridad. Por otra parte, todos los servicios de mantenimiento para la planta pueden ser adquiridos por un proveedor externo de servicios dedicado y con experiencia en plantas geotérmicas. El personal de seguridad tendrá que estar en el establecimiento las 24 horas para prevenir personas ajenas de entrar a áreas peligrosas o dañar la planta.

Para el cálculo de personal en conjunto con la remuneración de cada uno se utilizó el modelo GETEM [45]. En la Tabla C.2 se exhibe la remuneración horaria de los empleados de la planta actualizado al año 2023.

| | |
|---|---|
| Operador | $ 11,68 |
| Mantenedor mecánico | $ 14,02 |
| Electricista | $ 14,02 |
| Mantenedor general | $ 12,85 |
| Gerente de planta | $ 38,55 |
| Gerente de operación | $ 28,04 |
| Personal de seguridad y oficinistas | $ 10,51 |

**Tabla C.2:** Remuneración actualizada al año 2023 del personal de la planta geotérmica (USD) [45]

### Mantenimiento planta

Las decisiones sobre las piezas de repuesto generalmente se hacen durante la licitación final de la planta y durante las reuniones pre-contractuales con los fabricantes. Adicionalmente, la planta requerirá de algunos consumibles; reemplazo del fluido de trabajo debido a fugas, reemplazo de aceite lubricante, etc. El costo de consumibles aumentará si se requieren inhibidores o ácido para evitar las incrustaciones del fluido geotérmico en los intercambiadores de calor.

Por otra parte, la experiencia demuestra que es razonable planear una parada anual de una semana en la planta para realizar el mantenimiento que no se puede realizar con la planta en operación [73]. Asumiendo que la generación de sarro en los intercambiadores de calor no es un problema en la planta, no hay un solo elemento que requiera el apagado periódico de la planta excepto el sello mecánico del eje de la turbina que necesita ser reemplazado cada 5-10 años. Entonces se espera que la parada dure un poco más de 10 días, ya que el reemplazo de los sellos requiere que la turbina sea desarmada [73].

Entonces, alrededor de una semana al año debería reservarse para los servicios externos de los contratistas, principalmente asociados con la limpieza de los intercambiadores de calor y

para la asistencia con otras áreas de mantenimiento.

Con las consideraciones anteriores, se estima que el costo de mantenimiento anual, incluyendo piezas de repuestos y consumibles, es de 1,6 % del costo de capital de la planta [73, 74].

### Mantenimiento/reemplazo campo de pozos

Se asume que todo el fluido geotérmico de producción es reinyectado completamente al reservorio, de modo que se puede esperar que el caudal del pozo disminuya lentamente o no se produzca una disminución en absoluto. De esta forma, el costo anual del reemplazo de los pozos geotérmicos se estima en un 1 % del costo de capital total del campo de pozos [73, 74].

### Mantenimiento/reemplazo bombas geotérmicas

El procedimiento para la estimación de los costos de mantenimiento y reemplazo de las bombas geotérmicas de eje lineal con sus respectivos valores se presentan en la Tabla C.3. Este procedimiento con los precios fueron extraídos del Geothermal Electricity Technology Evaluation Model (GETEM) [45] del Departamento de Energía de Estados Unidos (DOE). La vida útil de la bomba de eje lineal es de 3 años [45] y son instaladas a 400 metros de profundidad.

| | | |
|---|---|---|
| Costo de la bomba | por pozo | $ 255.832 |
| Costo calculado de remover o instalar la bomba | por pozo | $ 15.932 |
| Costo total del reemplazo de la bomba | por pozo | $ 287.696 |
| Costo total anual del reemplazo de la bomba | por pozo/año | $ 95.899 |
| *Lubricación* | | |
| Costo anual del aceite lubricante (2001) | por pozo/año | $ 4.300 |
| PPI (productos derivados del petróleo) (2020) [72] | | 2,35 |
| Profundidad de la bomba de referencia | m | 150 |
| Costo anual del aceite lubricante (para profundidad de referencia) | por pozo/año | $ 10.104 |
| Costo anual del aceite lubricante para la profundidad real (400 m) | por pozo/año | $ 26.518 |
| **Costo total anual de O&M de las bombas geotérmicas** | por pozo/año | $ 122.417 |

**Tabla C.3:** Análisis de costos del mantenimiento y reemplazo de las bombas geotérmicas [45]

### Seguros

Los seguros se estiman en 0,5 % del costo total de instalación [45, 67].

# Anexo D Correlación eficiencia turbina

En la Tabla D.1 se muestran los coeficientes utilizados mediante la Ecuación C.4 para estimar la eficiencia de cada etapa de la turbina. Esta correlación es propuesta por Marco Astolfi (2014)[36] y obtiene un coeficiente de determinación $R^2$ de 0,995.

| | n | $F_i$ | $A_i$ |
|---|---|---|---|
| | 0 | const | 0,828496 |
| $f(SP)$ | 1 | $SP$ | -0,083605 |
| | 2 | $ln(SP)$ | 0,078745 |
| | 3 | $ln(SP)^2$ | 0,030635 |
| | 4 | $ln(SP)^3$ | 0,005738 |
| $f(V_{ratio})$ | 5 | $V_{ratio}$ | 0,005011 |
| | 6 | $ln(V_{ratio})$ | -0,021296 |
| $f(Ns)$ | 7 | $Ns$ | 2,648380 |
| | 8 | $Ns^2$ | -11,918500 |
| | 9 | $Ns^3$ | 13,241800 |
| Términos cruzados | 10 | $Ns^2\, ln(V_{ratio})$ | 2,158950 |
| | 11 | $Ns\, ln(V_{ratio})^2$ | -0,141356 |
| | 12 | $Ns^3\, ln(V_{ratio})$ | -7,013500 |
| | 13 | $Ns^3\, ln(SP)$ | 0,659568 |
| | 14 | $Ns\, ln(SP)^3$ | -0,002947 |

**Tabla D.1:** Coeficientes de regresión para la evaluación del rendimiento de cada etapa en función de $SP$, $V_{ratio}$ y $Ns$ [36]

# Anexo E Maximización de la producción de la planta

Como se ha mencionado, la reducción de los parámetros $\Delta T_{ap,cond}$ y $\Delta T_{pp,cond}$ conduce a un aumento en la potencia bruta de la planta debido a una mayor caída de presión y entalpía a través de la turbina. Por otro lado, los parámetros , $\Delta T_{pp,rec}$ y $\Delta T_{pp,PHE}$ permiten introducir más calor al ciclo y por ende también su reducción conlleva a un aumento de la potencia del ciclo. Por lo tanto si quisieramos maximizar la producción de la planta, estas variables estarían definidas por el límite inferior establecido, conduciendo a altos costos de instalación debido a desmedidas superficies requeridas en los intercambiadores de calor. Este caso se efectúa para demostrar las consecuencias en la rentabilidad del proyecto cuando se elaboran diseños excesivamente eficientes.

A medida que disminuye la temperatura pinch en el condensador, este también requerirá mayor superficie para disminuir una misma unidad de temperatura. La diferencia de temperatura es inversamente proporcional a la superficie de transferencia de calor[1], entonces para disminuir la temperatura del fluido de trabajo en 1°C, se necesitará significativamente más superficie en el condensador si el punto pinch es 5°C a que si es 10°C. En consecuencia, hasta un cierto punto, la potencia adicional producida resultado de la disminución en la temperatura de condensación no es suficiente para justificar el aumento de costos en los equipos. Como resultado, disminuir la temperatura a la cual se rechaza el calor más allá de los 23,29°C no es rentable debido a la exagerada superficie requerida por el condensador.

En la Tabla E.1 se muestran los resultados obtenidos para este caso y una comparación con el caso base (Sección 6.1) desarrollado en el informe principal. El caso fue realizado con n-butano como fluido de trabajo y con una tasa de extracción de 400 kg/s. Para cada temperatura evaluada, se puede observar que la cantidad de superficie requerida por los intercambiadores de calor aumenta considerablemente en un 44-46 % con respecto al caso base, para solamente proporcionar un pequeño aumento en la potencia neta de 5-7 %.

| | **135°C** | | | **160°C** | | | **180°C** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Caso** | Maximización producción | Case base | Diferencia[2] | Maximización producción | Case base | Diferencia [2] | Maximización producción | Case base | Diferencia [2] |
| $\eta_{planta}$ | 10,46 % | 9,71 % | +7,17 % | 13,23 % | 12,51 % | +5,44 % | 15,57 % | 14,52 % | +6,74 % |
| $\eta_{ciclo}$ | 10,46 % | 9,71 % | +7,17 % | 13,23 % | 12,51 % | +5,44 % | 15,57 % | 14,52 % | +6,74 % |
| $\eta_U$ | 42,80 % | 39,73 % | +7,17 % | 49,52 % | 46,80 % | +5,49 % | 54,79 % | 51,07 % | +6,79 % |
| $p_{in,turb}$ (bar) | 12,88 | 12,51 | +2,87 % | 18,57 | 17,82 | +4,04 % | 27,00 | 26,00 | +3,70 % |
| $A_{total}/\dot{W}_{neto}$ $(m^2/kW)$ | 4,40 | 2,42 | +44,98 % | 3,45 | 1,91 | +44,81 % | 2,85 | 1,61 | +43,40 % |
| $\dot{W}_{bruto}$ $(kW)$ | 15.823 | 14.637 | +7,50 % | 25.580 | 23.966 | +6,31 % | 35.954 | 33.307 | +7,36 % |
| $\dot{W}_{neto}$ $(kW)$ | 11.245 | 10.438 | +7,18 % | 19.806 | 18.720 | +5,48 % | 28.642 | 26.697 | +6,79 % |
| $\dot{W}_{esp}$ $(kW/kgs^{-1})$ | 28,11 | 26,09 | +7,19 % | 49,52 | 46,80 | +5,49 % | 71,60 | 66,74 | +6,79 % |
| $C_{esp,bruto}$ $(USD\$/kW_{bruto})$ | 2.723 | 1.912 | +29,78 % | 2.326 | 1.654 | +28,89 % | 2.036 | 1.473 | +27,65 % |
| $C_{esp,neto}$ $(USD\$/kW_{neto})$ | 3.832 | 2.681 | +30,04 % | 3.004 | 2.117 | +29,53 % | 2.555 | 1.838 | +28,06 % |
| Costo instalación $(USD\$/kW)$ | 7.661 | 6.351 | +17,10 % | 5.439 | 4.360 | +19,84 % | 4.390 | 3.521 | +19,79 % |
| LCOE $(USD\$/MWh)$ | 131,1 | 115,0 | +12,28 % | 96,3 | 83,3 | +13,50 % | 72,0 | 69,2 | +3,89 % |

**Tabla E.1:** Comparación entre los resultados obtenidos con el caso base y un diseño optimizado para producir la máxima potencia

[1] La ecuación de transferencia de calor esta dada por: $\dot{Q} = UA\Delta T$

[2]Diferencia del caso maximización de la producción con respecto al caso base

# Anexo F Minimización del costo específico

Debido a los característicos altos costos de inversión en el arranque de los proyectos de energía geotérmica ligados a determinar, disponer y preparar el uso de la fuente de calor, generalmente el diseño óptimo de la planta estará fuertemente inclinado hacia ciclos más eficientes y por ende más costosos. Sin embargo, cuando los costos de inversión relacionados con la fuente de calor son bajos, el diseño óptimo de la planta se desplazará hacia ciclos menos eficientes, los cuales se obtienen principalmente incrementando la LMTD en ambos; los intercambiadores de calor primarios y el condensador.

En esta parte, en base a los resultados obtenidos en el caso base (Sección 6.1), las variables de diseño $\Delta T_{ap,cond}$, $\Delta T_{pp,cond}$ y $\Delta T_{pp,PHE}$ son optimizadas para minimizar el costo específico de la planta. A pesar de que este planteamiento simplificado no sea el más adecuado para abordar el problema de optimización, el cual idealmente requeriría la optimización simultánea de las seis variables de diseño, se realiza esencialmente para evaluar los efectos en la rentabilidad del proyecto cuando se diseña una planta menos eficiente y por lo tanto menos costosa. Hay que destacar que los costos de la planta binaria son los que aportan la mayor contribución en los costos de capital del proyecto, superando el 50 % de los costos de instalación.

En la Tabla F.1 se presentan los resultados obtenidos para la minimización del costo de la planta y una comparación con el caso base. Se puede observar que la producción de energía predomina en el diseño óptimo de la planta geotérmica, es decir que es preferible utilizar una planta que pueda recuperar calor del fluido geotérmico de manera más eficiente, a que lo haga de manera más económica.

| | **135°C** | | | **160°C** | | | **180°C** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Caso** | Minimización costo | Case base | Diferencia[1] | Minimización costo | Case base | Diferencia [1] | Minimización costo | Case base | Diferencia [1] |
| $\Delta T_{ap,cond}$ (°C) | 18,52 | 10 | - | 22,99 | 10 | - | 23,91 | 10 | - |
| $\Delta T_{pp,cond}$ (°C) | 6,23 | 3 | - | 10,22 | 3 | - | 12,60 | 3 | - |
| $\Delta T_{pp,PHE}$ (°C) | 9,12 | 3 | - | 11,66 | 3 | - | 14,28 | 3 | - |
| $A_{cond}$ ($m^2$) | 7.192 | 18.237 | -60,56 % | 7.044 | 24.668 | -71,44 % | 7.650 | 29.571 | -74,13 % |
| $A_{eva}$ ($m^2$) | 1.996 | 2.734 | -26,99 % | 1.660 | 2.908 | -42,92 % | 1.309 | 2.159 | -39,37 % |
| $A_{eco}$ ($m^2$) | 1.888 | 3.303 | -42,84 % | 2.386 | 6.063 | -60,65 % | 3.351 | 8.691 | -61,44 % |
| $A_{total}/\dot{W}_{neto}$ ($m^2/kW$) | 1,58 | 2,42 | -34,82 % | 1,03 | 1,91 | -46,09 % | 0,78 | 1,61 | -51,75 % |
| $\dot{W}_{bruto}$ ($kW$) | 11.381 | 14.637 | -22,24 % | 16.351 | 23.966 | -31,77 % | 22.208 | 33.307 | -33,32 % |
| $\dot{W}_{neto}$ ($kW$) | 7.538 | 10.438 | -27,78 % | 11.947 | 18.720 | -36,18 % | 16.827 | 26.697 | -36,97 % |
| $C_{esp,bruto}$ ($USD\$/kW_{bruto}$) | 1.519 | 1.912 | -20,55 % | 1.225 | 1.654 | -25,94 % | 1.077 | 1.473 | -26,88 % |
| $C_{esp,neto}$ ($USD\$/kW_{neto}$) | 2.294 | 2.681 | -14,43 % | 1.677 | 2.117 | -20,78 % | 1.421 | 1.838 | -22,69 % |
| Costo instalación ($USD\$/kW$) | 6.929 | 6.351 | +9,10 % | 4.674 | 4.360 | +7,20 % | 3.622 | 3.521 | +2,87 % |
| LCOE ($USD\$/MWh$) | 129,5 | 115,0 | +12,61 % | 93,0 | 83,3 | +11,64 % | 79,2 | 69,2 | +14,45 % |

**Tabla F.1:** Comparación entre los resultados obtenidos con el caso base y un diseño optimizado para minimizar el costo de la planta

[1]Diferencia del caso minimización del costo con respecto al caso base

# Anexo G Análisis de sensibilidad: temperatura de reinyección

La temperatura de reinyección del fluido geotérmico depende, en gran medida, de la potencial formación de incrustaciones en las tuberías, pozos y los intercambiadores de calor producto del enfriamiento excesivo de la salmuera. De igual manera, una selección adecuada de la temperatura de reinyección es también importante para no alterar las propiedades termo-mecánicas de las fracturas naturales del reservorio [75] y en algunos casos para evitar una declinación acelerada de la temperatura del reservorio. La Tabla G.1 entrega los rangos de temperaturas de reinyección para distintos tipos de sistemas geotérmicos (26 campos), así como el promedio aritmético de las temperaturas de inyección y las diferencias de temperatura entre el reservorio y el fluido reinyectado.

| **Tipo de sistema geotérmico** | | **Rango de temperatura de reinyección (°C)** | **Temperatura promedio de reinyección (°C)** | **Diferencia de temperatura promedio entre reservorio y reinyección (°C)** |
|---|---|---|---|---|
| Agua caliente | | 50-100 | 76,5 | 54,94 |
| Bifásico, líquido dominado | Baja entalpía | 55-150 | 102,5 | 131,00 |
| | Media entalpía | 30-175 | 109,0 | 185,61 |
| | Alta entalpía | 20-180 | 106,0 | 169,10 |

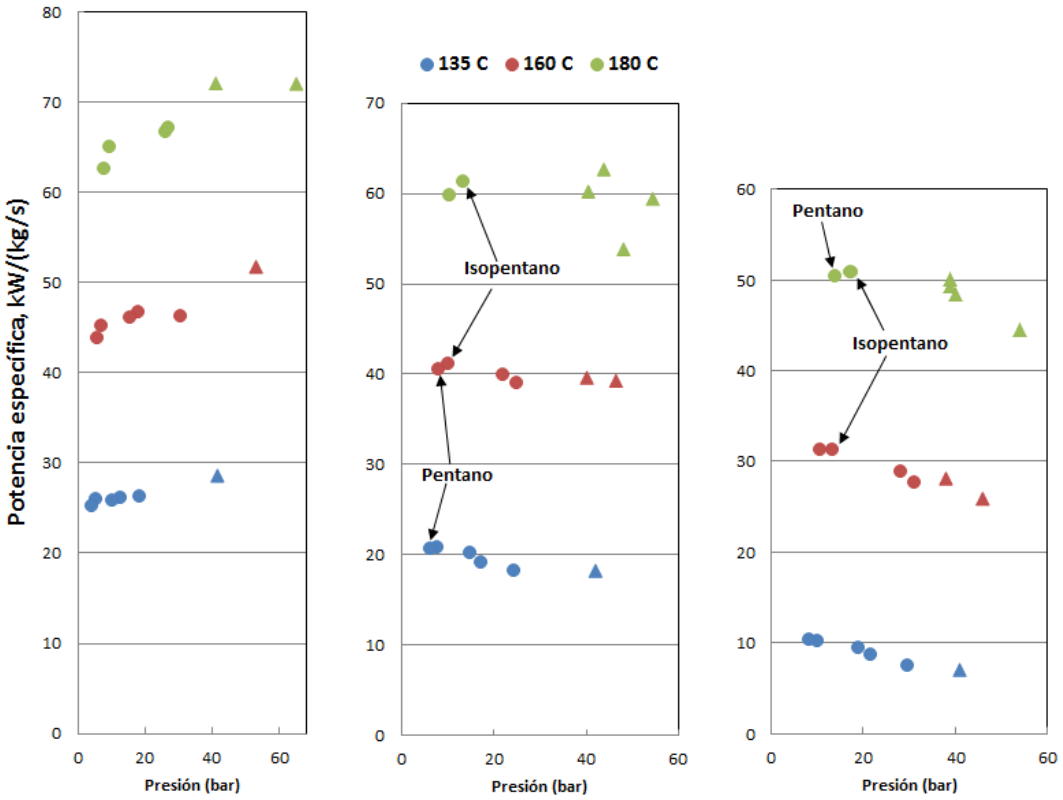
**Tabla G.1:** Temperaturas de reinyección para distintos tipos de sistemas geotérmicos (datos de 26 campos) [76]

En base a estas consideraciones, en esta sección los fluidos orgánicos más utilizados en aplicaciones geotérmicas (Tabla 5.3) son comparados para distintas temperaturas de reinyección. El análisis es realizado considerando la posibilidad de enfriar el fluido geotérmico hasta tres distintas temperaturas, y con una tasa de extracción de 400 kg/s como se ha venido trabajando. El análisis tiene como objetivo comprender el comportamiento termodinámico y económico de las configuraciones del ciclo y los fluidos de trabajo cuando se tienen recursos con diferentes características. Los casos fueron evaluados con las mismas variables de diseño del ciclo definidas para el caso base (Tabla 5.2). En la Figura G.1 se presentan los resultados del análisis, cada punto representa el ciclo con el cual se obtiene la mayor potencia para el respectivo fluido.

En la Figura G.1 se puede observar claramente que los ciclos supercríticos no son adecuados para recuperar calor de recursos geotérmicos con un bajo grado permitido de enfriamiento. Esto es debido a que la diferencia de temperatura entre el fluido geotérmico y el fluido de trabajo comienza a hacerse mayor, aumentando de esta forma las irreversibilidades del proceso de introducción de calor al ciclo. Este comportamiento puede ser observado en la Figura G.2a y Figura G.2b. A medida que disminuye la variación de temperatura del fluido geotérmico, el ciclo supercrítico comienza paulatinamente a declinar sus ventajas por sobre los ciclos subcríticos. Hay que tener en cuenta que para que un ciclo supercrítico pueda ser competitivo, su generación debe ser considerablemente mayor a la de un ciclo subcrítico para compensar el aumento de costos y complejidad que implica su implementación.

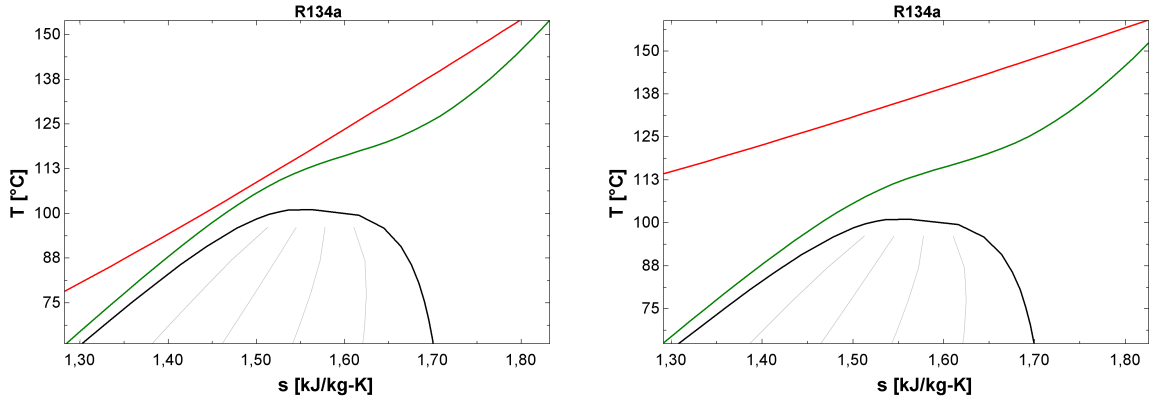
La regeneración, en cambio, es esencial para el desempeño del ciclo cuando se tiene un alto límite en la temperatura de reinyección, y sus beneficios, en comparación con un ciclo sin este componente, se hacen mayores a medida que disminuye la variación de temperatura permitida

en el fluido geotérmico. La Figura G.3 exhibe las ventajas de un ciclo con y sin regeneración para dos distintas temperaturas límites de inyección.




**(a)** $T_{lim,geo} = 70°C$ **(b)** $T_{lim,geo} = 90°C$ **(c)** $T_{lim,geo} = 110°C$

**Figura G.1:** Comparación de tres distintos límites en la tempertura de reinyección: (a) $T_{lim,geo} = 70°C$, (b) $T_{lim,geo} = 90°C$ y (c) $T_{lim,geo} = 110°C$. Los círculos y triángulos se refieren a ciclos saturados y supercríticos respectivamente




**(a)** $T_{lim,geo} = 70°C$ **(b)** $T_{lim,geo} = 110°C$

**Figura G.2:** Diagrama T-s para un ciclo supercrítico con R134a y una temperatura del reservorio de 160°C con dos diferentes grados de enfriamiento

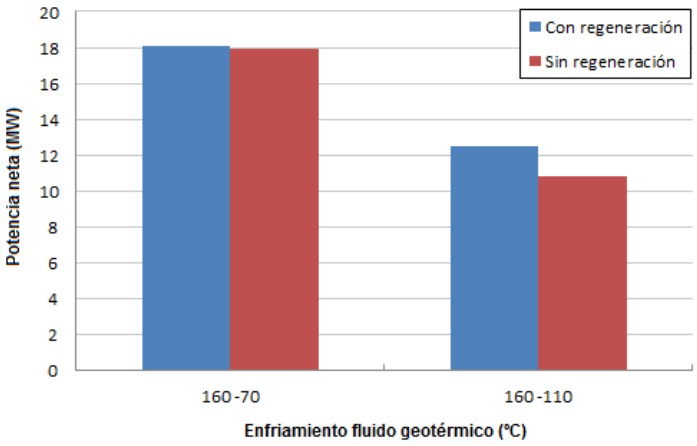



**Figura G.3:** Comparación entre un ciclo con y sin regeneración, aplicado a un ciclo saturado con isopentano y con una temperatura del reservorio de 160°C

Como se muestra en la Figura G.3, la ventaja de utilizar un regenerador se hace más evidente a medida que disminuye la variación de temperatura en el fluido geotérmico. En ambos casos, el ciclo con regeneración ofrece un costo por energía generada menor que el ciclo sin regeneración.

Los ciclos con múltiples niveles de presión son otra opción que permite aumentar el desempeño del ciclo. Estos son también convenientes cuando la variación de la temperatura es relativamente alta; añadir otro circuito adicional de recuperación de calor a una presión más baja facilita que el calentamiento del fluido orgánico pueda replicar la curva de liberación de calor del fluido geotérmico. La ventaja de un sistema multipresión es, por el contrario, bastante limitada cuando la variación de temperatura del recurso es relativamente baja, ya que lo niveles operarían a presiones similares.

Analizando los fluidos de trabajo, podemos observar que el pentano y el isopentano son los fluidos más efectivos cuando la variación de la temperatura del recurso es limitada, mientras que los demás tienden a declinar su desempeño. Este comportamiento esta estrictamente conectado con las características termofísicas de estos fluidos, ya que los pentanos poseen las temperaturas críticas más altas pero a su vez las presiones críticas más bajas, lo cual es el complemento ideal para este tipo de recurso geotérmico. Por otro lado, butano funciona mejor cuando la variacion de temperatura es mayor, mientras que no es preferible o incluso adecuado para recuperar energía a altas temperaturas con un bajo grado de enfriamiento, debido a su bajo punto crítico. Este comportamiento puede percibirse mayormente en el isobutano, ya que tiene una temperatura crítica bastante menor que el butano. Por último, el R245fa es un fluido efectivo y se comporta de manera similar al butano, entregando ventajas principalmente cuando existe un amplio grado de enfriamiento, pero su alto costo generalmente lo obliga a ser utilizado solamente en aplicaciones muy particulares.

# Anexo H Costos, dimensión de equipos y parámetros del proyecto

| | | Temperatura del reservorio | | |
|---|---|---|---|---|
| | **Unidades** | **135 °C** | **160 °C** | **180°C** |
| **Parámetros de la planta** | | | | |
| Potencia eléctrica neta de la planta | $MW_e$ | 10,44 | 18,72 | 26,70 |
| Potencia eléctrica bruta de la planta | $MW_e$ | 14,64 | 23,97 | 33,31 |
| Eficiencia térmica neta ciclo ($\eta_{ciclo}$) | % | 9,71 | 12,51 | 14,52 |
| Eficiencia de recuperación de calor del geofluido ($\eta_{rec}$) | % | 100 | 100 | 100 |
| Eficiencia de utilización ($\eta_U$) | % | 39,73 | 46,80 | 51,07 |
| Fluido de trabajo requerido ($\dot{m}_{ft}$) | kg/s | 248,6 | 336,3 | 403,2 |
| Agua de refrigeración requerida ($\dot{m}_w$) | kg/s | 2.898 | 3.920 | 4.699 |
| Aire requerido ($\dot{m}_{aire}$) | kg/s | 3.296 | 4.461 | 5.353 |
| Temperatura de evaporación | °C | 91,0 | 109,1 | 130,3 |
| Presión máxima del ciclo | bar | 13,77 | 19,16 | 27,45 |
| Presión mínima del ciclo | bar | 2,31 | 2,31 | 2,31 |
| Generación eléctrica neta (primer año) | $MWh_e$ | 86.865 | 155.788 | 222.172 |
| **Dimensión equipos** | | | | |
| Superficie evaporador | $m^2$ | 2.734 | 2.908 | 2.159 |
| Superficie economizador | $m^2$ | 3.033 | 6.063 | 8.691 |
| Superficie condensador | $m^2$ | 18.814 | 25.480 | 30.600 |
| Superficie recuperador | $m^2$ | 693 | 1.205 | 1.615 |
| Etapas turbina | | 2 | 2 | 2 |
| Ratio volumétrico expansión ($V_{ratio}$) | | 5,42 | 8,21 | 13,55 |
| Ratio volumétrico por etapa | | 2,33 | 2,87 | 3,68 |
| Caída entalpía turbina | kJ/kg | 61,9 | 75,0 | 87,0 |
| Velocidad específica rotación turbina, $Ns$ (última etapa) | | 0,125 | 0,123 | 0,116 |
| Parámetro de tamaño turbina, $SP$ (última etapa) | $m$ | 0,476 | 0,527 | 0,549 |
| Potencia bomba ciclo | $MW_e$ | 0,69 | 1,38 | 2,48 |
| Celdas torre de enfriamiento | | 6 | 8 | 10 |
| Dimensión celdas (Largo x Ancho) | m | 14,6L x 12,8A | 14,6L x 12,8A | 12,8L x 12,8A |
| Diseño torre de enfriamiento | | Celdas en línea a contraflujo con corriente inducida | | |
| Relleno torre de enfriamiento | | Film de PVC de alto rendimiento | | |
| Potencia ventiladores (150 kW/celda) | $MW_e$ | 0,9 | 1,2 | 1,5 |
| **Parámetros operación** | | | | |
| Personal | | 12 | 16 | 19 |
| Agua anual de recarga | $m^3$ | 794.687 | 1.076.861 | 1.294.419 |
| Año reemplazo campo de pozos | año | 27 | 23 | 20 |

| | Temperatura del reservorio | | |
|---|---|---|---|
| | **135°C** | **160°C** | **180°C** |
| **Resumen Costos de Capital Directo** | | | |
| Exploración superficial | $ 590.891 | $ 590.891 | $ 590.891 |
| Confirmación del recurso | $ 10.696.475 | $ 10.696.475 | $ 10.696.475 |
| Desarrollo del campo de pozos | $ 7.252.224 | $ 7.252.224 | $ 7.252.224 |
| Planta | $ 27.985.944 | $ 39.639.764 | $ 49.061.211 |
| Sistema de bombas, recolección y transporte del geofluido | $ 3.249.342 | $ 3.249.342 | $ 3.249.342 |
| Transmisión | $ 660.000 | $ 660.000 | $ 660.000 |
| Otras contingencias | $ 5.043.488 | $ 6.208.870 | $ 7.151.014 |
| **Total Costos Directos** | **$ 55.478.363** | **$ 68.297.565** | **$ 78.661.157** |

| **Resumen Costos de Capital Indirecto** | | | |
|---|---|---|---|
| EPC | $ 8.876.538 | $ 10.927.610 | $ 12.585.785 |
| Proyecto, Terreno, Misc. | $ 1.941.743 | $ 2.390.415 | $ 2.753.140 |
| **Total Costos Indirectos** | **$ 10.818.281** | **$ 13.318.025** | **$ 15.338.926** |

| | | | |
|---|---|---|---|
| **Costo total de instalación** | **$ 66.296.644** | **$ 81.615.590** | **$ 94.000.083** |
| por $kW_e$ (bruto) | $ 4.529 | $ 3.405 | $ 2.822 |
| por $kW_e$ (neto) | $ 6.351 | $ 4.360 | $ 3.521 |

| **Resumen Costos de O&M** | | | |
|---|---|---|---|
| Costo de personal | $ 609.242 | $ 816.154 | $ 992.566 |
| Mantenimiento planta | $ 447.775 | $ 634.236 | $ 784.979 |
| Mantenimiento/reemplazo campo de pozos | $ 173.269 | $ 173.269 | $ 173.269 |
| Mantenimiento/reemplazo bombas geotérmicas | $ 489.669 | $ 489.669 | $ 489.669 |
| Seguros | $ 331.483 | $ 408.078 | $ 470.000 |
| **Total Costos O&M** | **$ 2.051.439** | **$ 2.521.406** | **$ 2.910.483** |
| por $kWh_e$ | $ 0,024 | $ 0,016 | $ 0,013 |

# Anexo I Modelo EES: Ciclo saturado regenerativo