



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

EVALUACIÓN TERMODINÁMICA Y ECONÓMICA DE LA INTEGRACIÓN DE UN
CAMPO SOLAR DE CONCENTRACIÓN A UNA CENTRAL GEOTÉRMICA
EMPLAZADA EN EL NORTE DE CHILE

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERA CIVIL MECÁNICA

YANARA LUZ TRANAMIL MARIPE

PROFESOR GUÍA:
JOSÉ CARDEMIL IGLESIAS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
DIEGO MORATA CÉSPEDES
RODRIGO ESCOBAR MORAGAS

SANTIAGO DE CHILE
2019

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR
AL TÍTULO DE INGENIERA CIVIL MECÁNICA
POR: YANARA LUZ TRANAMIL MARIPE
FECHA: 2019
PROF. GUÍA: JOSÉ CARDEMIL IGLESIAS

EVALUACIÓN TERMODINÁMICA Y ECONÓMICA DE LA INTEGRACIÓN DE UN
CAMPO SOLAR DE CONCENTRACIÓN A UNA CENTRAL GEOTÉRMICA
EMPLAZADA EN EL NORTE DE CHILE

El potencial energético que posee el recurso geotérmico y solar en el norte de Chile, en conjunto con el interés de promover el uso de energías renovables en el país, han sido los motivos de llevar a cabo este trabajo de investigación, en el cual se evalúa la integración de la tecnología solar de concentración a una central geotérmica de ciclo binario basada en el mecanismo de operación de Cerro Pabellón, la primera planta geotérmica de Chile y Sudamérica. El modelo propuesto tiene el objetivo de aumentar la potencia eléctrica de la central geotérmica a través de la integración de un segundo bloque de potencia que utiliza el fluido geotermal y la potencia térmica suministrada por la tecnología termosolar para la generación de trabajo útil. Dicha integración se realiza procurando no alterar las condiciones de operación del ciclo orgánico, donde se considera además minimizar el riesgo de precipitación de sílice al interior del nuevo ciclo de potencia. Con relación a la tecnología termosolar implementada, esta corresponde a la tecnología de colectores cilindro parabólicos, para la cual, se proponen diferentes magnitudes de potencia térmica, múltiplo solar, horas de almacenamiento térmico y temperaturas nominales de operación del fluido de trabajo. La combinatoria de estos parámetros da lugar a diferentes configuraciones híbridas, las cuales son evaluadas a nivel termodinámico y económico. Para llevar a cabo dicha evaluación, se realiza en primer lugar la construcción del modelo termodinámico del sistema geotérmico en el programa Engineering Equation Solver, donde posterior a su validación, se procede a construir el modelo termodinámico del sistema híbrido. Las diferentes configuraciones híbridas son simuladas en régimen estacionario y transiente, donde, para llevar a cabo esta última, se complementa el programa Engineering Equation Solver con el programa System Advisor Model. A partir de la simulación realizada en régimen estacionario, se obtiene que con una potencia térmica del campo solar igual a 60 MWt, es posible aumentar la potencia eléctrica de la central en un 50 % aproximadamente. A nivel exergético, se determina adicionalmente que los equipos con mayor destrucción de exergía en el nuevo bloque de potencia corresponden a los intercambiadores de calor, a los cuales se les atribuye cerca de un 72 % de la exergía neta destruida en este nuevo ciclo. Por otro lado, a partir de la simulación transiente se obtiene que a medida que el valor del múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico aumentan conjuntamente, aumenta la producción eléctrica anual del ciclo geotérmico-solar. Con relación al factor de capacidad en función de estos dos parámetros, se determina que es posible aumentar su magnitud desde un 18 % a un 71 % cuando las magnitudes del múltiplo solar y horas de almacenamiento térmico corresponden a los máximos valores considerados. Por último, la evaluación económica realizada en base a la estimación del LCOE, arroja que las configuraciones híbridas alcanzan valores competitivos a pesar de las diferentes restricciones consideradas en este estudio para llevar a cabo la integración del recurso solar a la central geotérmica, donde, el mínimo valor obtenido es 81,19 US\$/MWh, el cual es un 9,8 % menor al mínimo LCOE estimado para una central geotérmica de 20 MWe instalada en Chile.

Dedicado a mi hermana Rayen y mi prima Karla

Agradecimientos

En primer lugar, quisiera dar gracias a mis padres, Olga y David, quienes han hecho de mí la persona que soy. Gracias por todo el apoyo y amor incondicional que me han brindado desde siempre. A mis hermanos, Pablo y Rayen, y mi prima Karlita, quienes han sido para mí unos ejemplares de esfuerzo y perseverancia. Hoy quisiera decirle a cada uno de ustedes lo importante que son en mi vida y que sin su amor y apoyo no hubiese podido levantarme en los momentos difíciles.

Asimismo, quisiera agradecer a una persona maravillosa que ha pasado a ser parte de mi vida, y quien me ha brindado de su amor y apoyo incondicional. A ti Nicolás Bravo, quisiera agradecerte por tu compañía y por creer en mí en todo momento. Gracias por cada palabra de aliento, y por ser una real fuente de energía.

Doy gracias a cada una de las personas que conocí en esta etapa universitaria. Gracias a todas aquellas personas que me dieron una palabra de aliento, a quienes me hicieron reír hasta más no poder y a quienes me dieron su amistad sin pedir nada a cambio. Gracias Carito, Felipe, Michele, Carlitos, Nicolás, Diego, Valentín, y muchas otras personas más por su hermosa amistad.

Quisiera agradecer a mis amigas del liceo, Bárbara, Fran, Camila y Francisca, por hacer que nuestra amistad prevaleciera a pesar de la distancia y pese haber tomado caminos completamente diferentes. A mi amiga Mahui en particular, quisiera dar gracias por confiar en mí desde el primer momento en que nos conocimos, por su apoyo incondicional y por su bonita amistad que estoy segura seguirá por muchos años más.

Quisiera agradecer a mi profesor guía, José Miguel Cardemil, quien depositó su confianza en mí para llevar a cabo este trabajo de investigación. Gracias por su preocupación y por los momentos de discusión que hicieron que este trabajo fluyera. Agradezco además las conversaciones con las cuales mi ánimo recobraba fuerzas para seguir y culminar con esta etapa. Al profesor Diego Morata, quisiera agradecerle por su empatía y disposición que tuvo en todo este periodo, de inicio a fin, gracias por todo su apoyo profesor. Asimismo, agradezco al personal de Enel, quienes me brindaron la información necesaria para poder llevar a cabo esta investigación.

Por último, quisiera agradecer a Dios por cada regalito que me da día a día.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Contexto	1
1.2. Motivación	4
1.3. Revisión bibliográfica	6
1.4. Objetivos	10
1.4.1. Objetivo general	10
1.4.2. Objetivos específicos	10
1.5. Alcances	10
2. Central geotérmica de referencia	12
2.1. Antecedentes geográficos y meteorológicos	12
2.2. Central geotérmica: principios de funcionamiento	15
2.2.1. Configuración base	15
2.2.2. Condiciones nominales de operación	16
2.3. Modelo termodinámico	17
2.3.1. Modelos matemáticos por componente	19
2.3.2. Validación del modelo geotérmico	23
2.4. Análisis de riesgo de precipitación de sílice	25
2.4.1. Antecedentes	25
2.4.2. Aplicación al sistema geotérmico de referencia	27
3. Campo solar de concentración	28
3.1. Colector cilindro parabólico	28
3.2. Campo solar CCP	30
3.2.1. Parámetros de diseño	31
3.3. Campo solar evaluado en SAM	33
3.3.1. Estrategias de control empleadas en SAM	33
3.3.2. Caso de estudio y validación	34
3.3.3. Condiciones nominales de operación	34
4. Modelo de integración	36
4.1. Configuraciones híbridas	36
4.1.1. Configuración híbrida CH01	37
4.1.2. Configuración híbrida CH02	38
4.2. Condiciones nominales de operación	39
4.3. Modelo en régimen estacionario	40

4.3.1.	Magnitudes principales	40
4.3.2.	Modelos matemáticos por componente	42
4.4.	Modelo en régimen transiente	47
4.4.1.	Magnitudes principales	47
4.4.2.	Módulo de cálculo	48
4.4.3.	Proceso de intercambio térmico en carga parcial	49
4.4.4.	Proceso de expansión en carga parcial	51
4.5.	Evaluación económica	52
4.5.1.	Correlaciones de costos por adquisición de componentes	53
4.5.2.	Costo nivelado de energía eléctrica	56
5.	Resultados y Discusión	58
5.1.	Régimen estacionario	58
5.1.1.	Dimensionamiento de campo de colectores	58
5.1.2.	Dimensionamiento de intercambiadores de calor	59
5.1.3.	Análisis térmico	61
5.1.4.	Análisis exergético	63
5.1.5.	Análisis de riesgo de precipitación de sílice	67
5.1.6.	Estimación de costos del bloque de potencia	67
5.1.7.	Análisis térmico-económico	69
5.1.8.	Conclusiones parciales	70
5.2.	Régimen transiente	71
5.2.1.	Nivel de producción anual	71
5.2.2.	Costo nivelado de energía	75
5.2.3.	Conclusiones parciales	76
6.	Conclusiones	77
6.1.	Trabajo Futuro	79
	Acrónimos	80
	Bibliografía	81
A.	Parámetros de diseño SAM	84
B.	Resultados Complementarios	88
B.1.	Área de intercambio térmico	89
B.2.	Eficiencia exergética	90
B.3.	Producción anual	91
B.4.	Factor de Capacidad	93
B.5.	Costo nivelado de energía	95

Índice de Tablas

2.1. Principales resultados del modelo geotérmico construido.	24
3.1. Valores de parámetros de diseño del campo solar.	34
4.1. Coeficientes intercambiador de carcasa y tubos.	54
4.2. Coeficientes de costo turbina axial.	54
4.3. Coeficientes de costo bomba.	54
4.4. Coeficientes de costos de condensador de aire.	55
4.5. Coeficientes de costo ventiladores	55
4.6. Coeficiente costos de generador y sistema de engranes.	55
4.7. Parámetros de costos asociados al campo solar.	57
5.1. Área de apertura del campo de colectores en función de la potencia térmica y múltiplo solar.	59
5.2. Capacidad de almacenamiento térmico en función de la potencia térmica del campo solar y las horas de almacenamiento.	59
5.3. Área de intercambio térmico para el equipo IC101-IC102 en función de las temperaturas nominales de operación del aceite térmico y la potencia térmica del campo de colectores.	60
5.4. Principales resultados en función de la potencia térmica entregada por el campo solar.	62
5.5. Estimación de costos del bloque de potencia en MMUS\$.	68
B.1. Área de intercambio térmico para el sobrecalentador IC103.	89
B.2. Área de intercambio térmico para el sobrecalentador IC104.	89
B.3. Eficiencia exergética del ciclo geotérmico solar para los 60 casos de estudio propuestos.	90
B.4. Eficiencia exergética del sistema híbrido para los 60 casos de estudio propuestos.	90
B.5. Producción anual para un campo solar cuya área de apertura nominal es 39.240 m^2	91
B.6. Producción anual para un campo solar cuya área de apertura nominal es 52.320 m^2	91
B.7. Producción anual para un campo solar cuya área de apertura nominal es 62.130 m^2	92
B.8. Producción anual para un campo solar cuya área de apertura nominal es 75.210 m^2	92

B.9. Factor de capacidad del nuevo bloque de potencia que opera con un suministro térmico de 30 MWt.	93
B.10. Factor de capacidad del nuevo bloque de potencia que opera con un suministro térmico de 40 MWt.	93
B.11. Factor de capacidad del nuevo bloque de potencia que opera con un suministro térmico de 50 MWt.	94
B.12. Factor de capacidad del nuevo bloque de potencia que opera con un suministro térmico de 60 MWt.	94
B.13. Costo nivelado de energía para un campo solar cuya área de apertura nominal es $39.240 m^2$	95
B.14. Costo nivelado de energía para un campo solar cuya área de apertura nominal es $52.320 m^2$	95
B.15. Costo nivelado de energía para un campo solar cuya área de apertura nominal es $62.130 m^2$	96
B.16. Costo nivelado de energía para un campo solar cuya área de apertura nominal es $75.210 m^2$	96

Índice de Ilustraciones

1.1.	Capacidad instalada y porcentaje de participación de las distintas fuentes primarias de energía en Chile [1].	2
1.2.	Proyección de generación eléctrica en Chile entre los años 2015 a 2050. Fuente: [2]	3
1.3.	Potencial disponible de energías renovables por región administrativa, donde no se considera la geotermia. Fuente: [3].	4
1.4.	Distribución geográfica del potencia geotérmico en Chile. Fuente: [4].	5
2.1.	Ubicación geográfica Cerro Pabellón. Fuente: <i>google maps</i>	13
2.2.	Temperatura ambiente en Pampa Apacheta para un año meteorológico típico. Fuente: [5]	14
2.3.	Radiación directa normal correspondiente a un año meteorológico típico. Fuente: [5]	14
2.4.	Esquema ciclo de potencia de Cerro Pabellón.	16
2.5.	Flujo exergético en el volumen de control definido para el ciclo de potencia geotérmico.	19
2.6.	Diagrama T-s (a) y diagrama P-h (b) del ciclo Rankine orgánico.	24
2.7.	Concentración de sílice bajo distintos escenarios.	26
3.1.	Concentración de radiación directa incidente en una superficie reflectante parabólica.	29
3.2.	Esquema de un ensamble de colectores cilindro parabólico. Fuente: [6].	30
3.3.	Configuración de alimentación central.	31
3.4.	Distribución de probabilidad y probabilidad acumulada de la radiación directa normal para un año meteorológico típico en la zona de estudio.	35
4.1.	Esquema de configuración híbrida CH01-30	37
4.2.	Esquema de configuración híbrida CH02.	39
4.3.	Esquema de intercambiador de calor cerrado y a contra-flujo.	42
4.4.	Presión de caída de la turbina en función del flujo másico de vapor que ingresa. Caso CH02-60.	52
5.1.	Área de intercambio térmico del equipo IC101-IC102 en función de las temperaturas de operación del aceite térmico para la configuración CH02-60.	61
5.2.	Diagrama T-s para el ciclo de potencia de la configuración CH01-60.	61
5.3.	Eficiencia exergética del ciclo solar en función de la potencia térmica entregada por el campo solar.	63

5.4.	Distribución del flujo exergético para la configuración CH02-60, con $T_h = 370$ y $T_c = 200$ °C.	64
5.5.	Distribución de flujo exergético destruido por cada componente del ciclo geotérmico-solar para la configuración CH02-60, con $T_h = 370$ y $T_c = 200$ °C.	65
5.6.	Eficiencia exergética del ciclo solar en función de las temperaturas de operación del aceite térmico.	65
5.7.	Eficiencia exergética del ciclo solar e híbrido para una temperatura de operación del aceite térmico igual a $T_c=200$ °C y $T_h=370$ °C.	66
5.8.	Eficiencia exergética del ciclo híbrido en función de las temperaturas de operación del aceite térmico.	67
5.9.	Estimación de costos del ciclo GSC en función de la potencia y temperatura de retorno del aceite térmico, considerando una temperatura $T_h = 390$ °C.	68
5.10.	Eficiencia exergética y costo de adquisición del equipo IC101-IC102 en función de las temperaturas nominales de operación del aceite térmico.	69
5.11.	Eficiencia exergética y costo de adquisición del equipo IC103 en función de las temperaturas nominales de operación del aceite térmico.	70
5.12.	Producción eléctrica correspondiente al ciclo geotérmico solar para un día representativo del año meteorológico típico considerado.	71
5.13.	Producción eléctrica correspondiente al ciclo híbrido para un día representativo del año meteorológico típico considerado.	72
5.14.	Producción anual en kWh de la configuración CH02-60 cuyos parámetros del campo solar son SM=1,6 y TES= 0 hrs.	72
5.15.	Producción anual en kWh de la configuración CH02-60 cuyos parámetros del campo solar son SM=1,6 y TES = 6 hrs.	73
5.16.	Producción eléctrica anual en GWh para la configuración CH02-60, en función del múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico.	74
5.17.	Factor de capacidad del ciclo solar correspondiente a la configuración CH02-60, en función del múltiplo solar y las horas de almacenamiento.	74
5.18.	LCOE asociado a la configuración cuyo campo solar entrega 60 MWt.	75
A.1.	Entrada de datos climáticos en base horaria.	85
A.2.	Definición de parámetros principales.	85
A.3.	Parámetros del campo de colectores. Parte 1.	86
A.4.	Parámetros del campo de colectores. Parte 2.	86
A.5.	Parámetros del colector considerado.	87
A.6.	Parámetros del receptor considerado.	87
A.7.	Parámetros del sistema de almacenamiento térmico.	87

Capítulo 1

Introducción

1.1. Contexto

En la actualidad, la matriz eléctrica de Chile se constituye en su gran mayoría de combustibles fósiles como carbón, petróleo y gas natural, los cuales abarcan cerca del 53 % respecto a la totalidad de las fuentes utilizadas [1]. Gran parte de estos combustibles deben importarse para poder suplir la demanda eléctrica existente, la cual ha experimentado un crecimiento en los últimos años a causa del desarrollo productivo vinculado a la industria, al progreso económico y al crecimiento de la población¹. La necesidad de importar la mayor parte de estos combustibles, cuyo precio de compra es volátil, ha de implicar directamente una mayor vulnerabilidad en el suministro energético dentro del país. Por otro lado, estos se caracterizan por ser grandes emisores de gases efecto invernadero, los cuales han superado los límites de concentración en el último periodo de tiempo dando inicio al fenómeno conocido como calentamiento global.

Las otras fuentes de energía que se utilizan para la generación eléctrica son la hidroelectricidad y los recursos renovables no convencionales (ERNC). En Chile, el conjunto de energías ERNC se constituye de la energía solar fotovoltaica, eólica, biomasa, minihidráulica de pasada y la recientemente integrada, energía geotérmica, la cual no sobrepasa el 1 % de la capacidad instalada en el país. Ciertamente, el uso de las fuentes renovables no convencionales de energía en el área de generación de potencia ha crecido paulatinamente en el último periodo: al año 2005 el conjunto ERNC abarcaba solo el 2 % dentro de la capacidad instalada, conjunto que se constituía por la biomasa y la minihidráulica de pasada; en el año 2015, se integraron la energía eólica y solar fotovoltaica, representando un 12 % del total de la capacidad neta instalada [8]; ya a diciembre del 2018, este porcentaje ha crecido a un 21 %, valor que se desprende de la figura 1.1.

¹La participación de la electricidad dentro de la matriz energética secundaria del país, aumentó de un 19.2 % registrada en el 2010, a un 22.4 % en el 2014 [7].

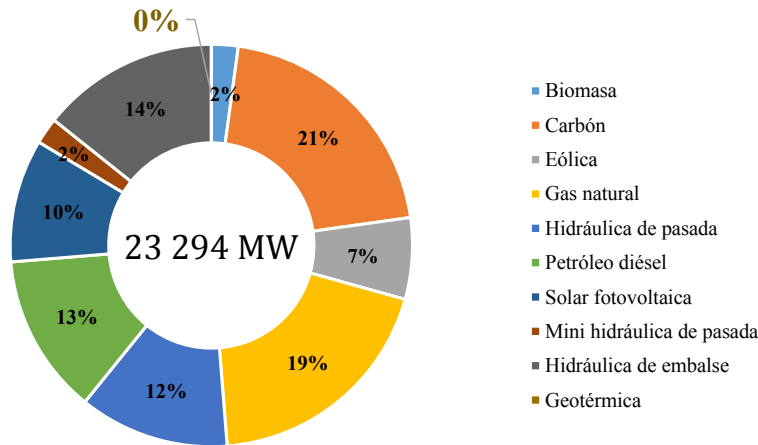


Figura 1.1: Capacidad instalada y porcentaje de participación de las distintas fuentes primarias de energía en Chile [1].

El creciente uso de fuentes renovables para la generación eléctrica no es casualidad: la concientización respecto al cuidado medioambiental, la reducción de costos asociados a las tecnologías empleadas para su explotación, la alta disponibilidad de dichos recursos a lo largo del territorio y su alto potencial de favorecer la seguridad de suministro energético, han permitido promover y consolidar este crecimiento, el cual se espera siga en aumento. Reafirmando esta visión, en el marco de la Mesa de ERNC de energía 2050 [7], se realizaron proyecciones con relación a la penetración ERNC en los principales sistemas interconectados (SIC y SING). Las proyecciones realizadas establecen que para el año 2035, es posible que un 40 % de la matriz energética se constituya solamente de la fuente solar y eólica, pudiendo alcanzar hasta un 60 % de penetración ERNC al considerar el conjunto entero de energías renovables presentes en el país. Para el año 2050, los modelos analizados señalan que las principales fuentes costo efectivas son la energía solar y eólica, esperando alcanzar 20 GW de capacidad entre ambas. Además, los modelos indican que la geotermia también podría aportar al sistema, aunque con una potencia menor que otras fuentes renovables. La figura 1.2 muestra la curva de demanda eléctrica proyectada entre los años 2015 y 2050, donde se detalla el nivel de participación de las fuentes de energía consideradas dentro de esta evaluación. En esta, se observa una alta penetración ERNC y un bajo nivel de participación de combustibles fósiles.

Ciertamente, las razones de potenciar el uso de fuentes renovables en el área de generación eléctrica son múltiples; no obstante, en la actualidad aún presentan algunos inconvenientes en lo que respecta al costo de inversión, nivel de producción y/o rendimiento. En los últimos años, los sistemas que trabajan con energías renovables han logrado reducir sus costos de inversión; sin embargo, no ha sido suficiente para incentivar el desarrollo por parte de privados. Además, la mayoría de las fuentes ERNC se caracterizan por depender fuertemente de las condiciones climáticas existentes en la zona de emplazamiento, lo cual hace que su producción sea variable e intermitente, tal como ocurre con el caso de los sistemas eólicos y solares. En el caso de la generación en base a la energía geotérmica, la cual presenta un factor de planta que oscila entre un 80 % y 90 % [4], esta se caracteriza por tener un bajo rendimiento en la conversión de energía, debido a que las temperaturas y presiones de operación son menores a

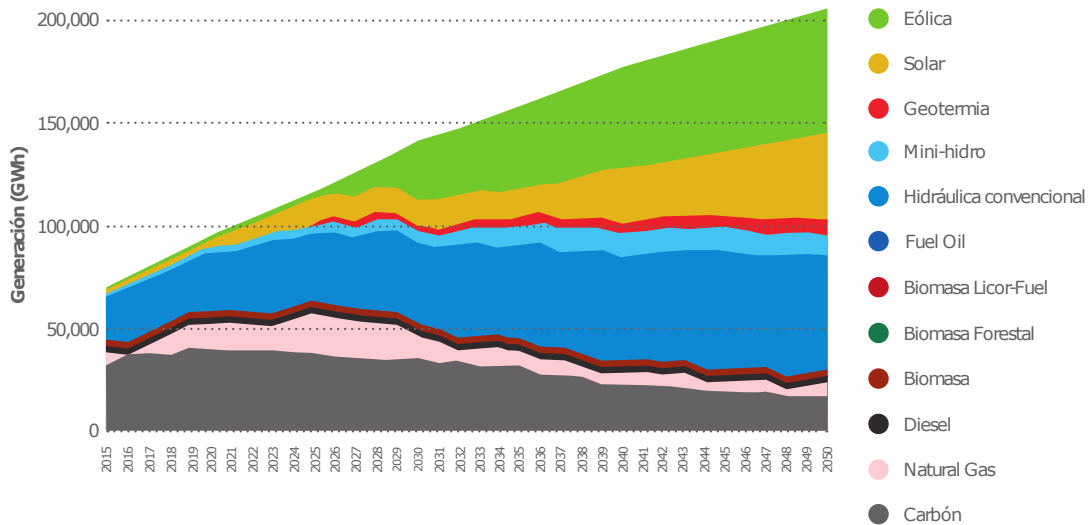


Figura 1.2: Proyección de generación eléctrica en Chile entre los años 2015 a 2050. Fuente: [2]

los ciclos de generación que utilizan fuentes convencionales de energía. Una solución a estas problemáticas que ha suscitado el interés de investigadores y profesionales relacionados al área de generación, ha sido la implementación de sistemas híbridos, los cuales corresponden a sistemas que emplean dos o más recursos para llevar a cabo la producción de potencia. Los beneficios de la hibridación pueden ser tanto a nivel de producción como económicos, lo cual se justifica en mayor medida cuando las fuentes de energía coinciden en un mismo lugar geográfico. En el caso particular de la hibridación de sistemas ya existentes, asimismo, los costos asociados a la integración de un recurso adicional podrían ser marcadamente inferiores, debido a que la mayoría de los equipos se encontrarían instalados y el terreno ya establecido.

Stillwater: la primera central geotérmica-solar

La planta híbrida geotérmica-solar Stillwater, ubicada en el estado de Nevada, USA, es el primer caso de hibridación a nivel comercial que reúne dos fuentes de energía de origen renovable para la generación de potencia. Esta entró en operación el año 2009 como una central geotérmica de ciclo binario con una capacidad instalada de 33 MW, la cual integró en el año 2012 un campo de paneles fotovoltaicos de 26 MW de potencia nominal. Posteriormente, en el año 2013, se impulsó un segundo proyecto donde se utiliza igualmente el recurso solar, pero esta vez implementando la tecnología termosolar de concentración. El propósito de este proyecto consistió en aumentar la energía del fluido geotermal que abastece térmicamente al ciclo binario de potencia, aumentando con ello la entalpía del fluido orgánico que opera en este último. Antes de la implementación de esta tecnología, la producción de potencia había disminuido debido a la reducción de la temperatura del fluido geotermal. Actualmente, el campo termosolar entrega una potencia térmica nominal de 17 MWt al fluido geotérmico, lo que ha permitido aumentar en 2 MWe la potencia eléctrica del ciclo [9].

1.2. Motivación

El potencial energético que posee Chile en lo que respecta a recursos renovables no convencionales en el área de generación de potencia es realmente elevado. En el año 2014, se realizó un estudio para evaluar el potencial disponible asociado a la energía solar fotovoltaica PV, a la energía solar de concentración CSP, a la hidroelectricidad y a la energía eólica, donde los resultados obtenidos señalan una significativa capacidad de generación: 40.452 MW para energía eólica, 1.640.128 MW para el caso solar fotovoltaico, 552.871 MW para el caso solar de concentración y 12.472 MW para el caso hidroeléctrico. El potencial disponible por región administrativa se muestra en la figura 1.3, donde se puede observar que la región de Antofagasta es la región que posee el mayor potencial energético en lo que respecta a la energía solar, específicamente, a la energía solar de concentración. No obstante, a pesar del elevado potencial productivo asociado a este última, en Chile solo se cuenta con un proyecto CSP en construcción y ninguno en operación.

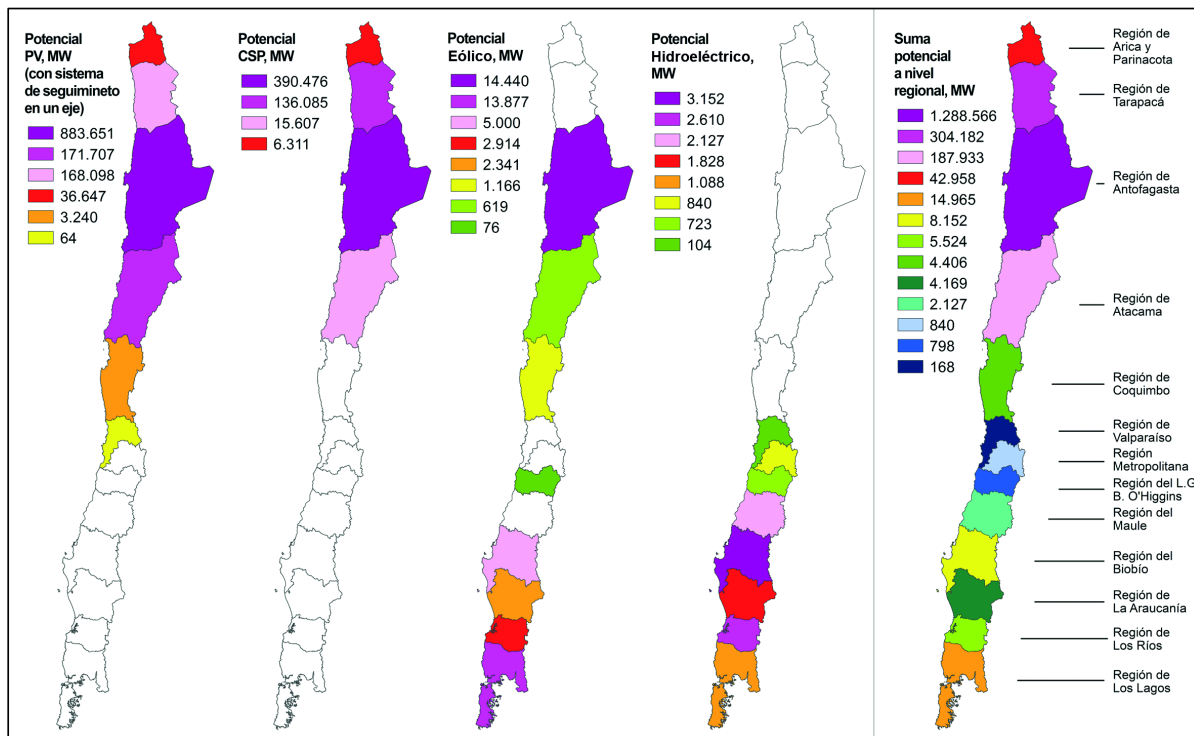


Figura 1.3: Potencial disponible de energías renovables por región administrativa, donde no se considera la geotermia. Fuente: [3].

Con relación al recurso geotérmico, el año 2018 la Mesa de Geotermia realizó una evaluación del potencial geotérmico existente en el territorio chileno, donde se estimó un potencial técnicamente explotable (considerando las zonas exploradas a la fecha) que puede variar entre 1.300 MW y 3.800 MW en lo que respecta a producción eléctrica. El estudio realizado indicó que el 72% de dicho potencial se concentra en la cordillera correspondiente a las regiones de Arica y Parinacota, Tarapacá y Antofagasta, y el otro 28% está distribuido en la cordillera existente entre la Región Metropolitana y Los Lagos. La figura 1.4 muestra la

distribución geográfica de la capacidad de generación en el rango medio del potencial geotérmico desarrollable en Chile para el periodo 2017-2050, donde se estima un potencial del orden de 600 MW en el periodo 2017-2030, y de 1.500 MW para el periodo 2031-2050. Esta información, en efecto, constata la alta capacidad de generación que posee la geotermia en el país, específicamente en la zona norte.

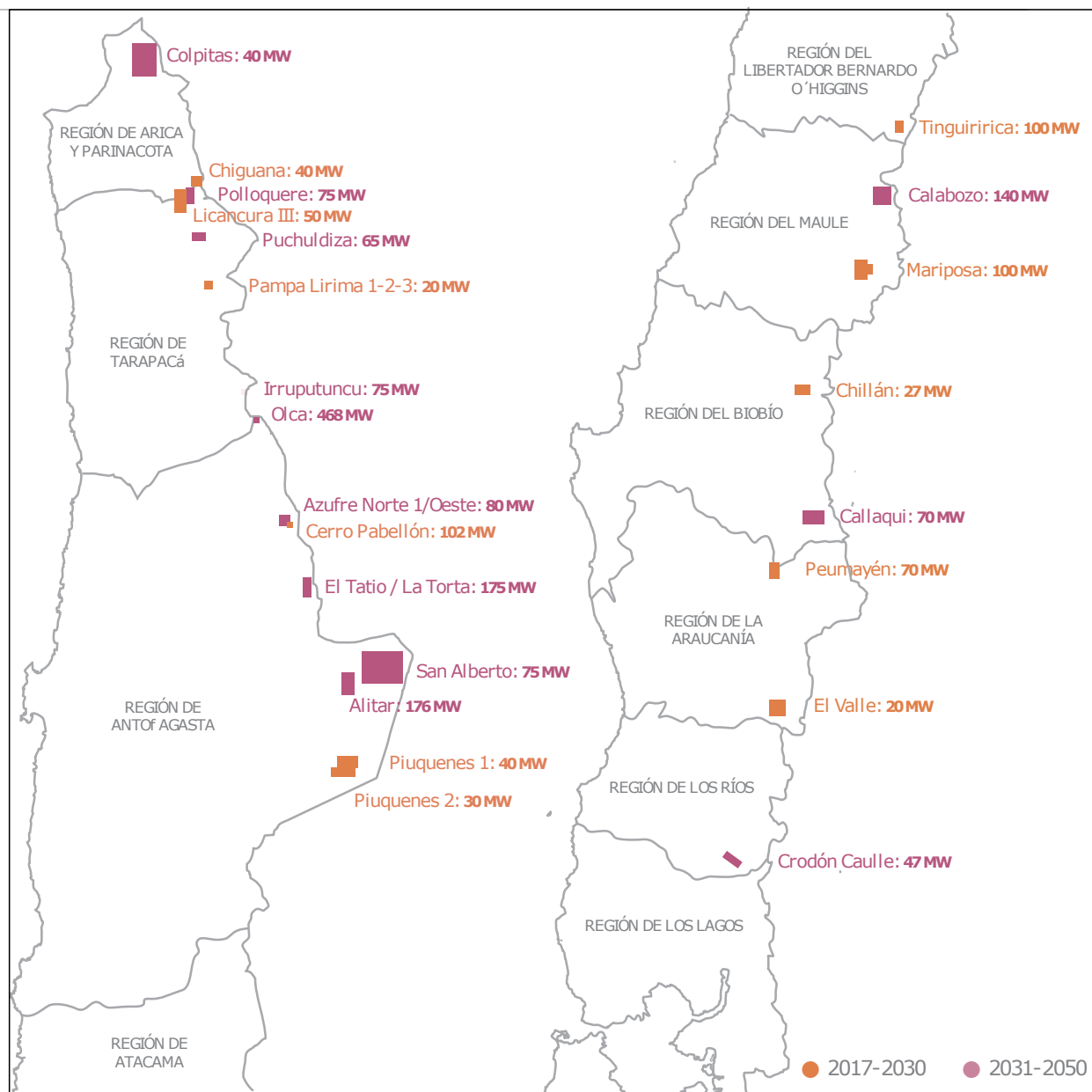


Figura 1.4: Distribución geográfica del potencia geotérmico en Chile. Fuente: [4].

Considerando el elevado potencial energético de la geotermia y la energía solar de concentración en la zona norte del país, el presente estudio propone evaluar el uso de ambos recursos en una esquema híbrido que sea capaz de llevar a cabo el proceso de generación eléctrica potenciando las propiedades intrínsecas respectivas a cada fuente de energía. Para ello, este trabajo considera la integración de la tecnología de colectores cilindro parabólicos

a la primera central geotérmica presente en Chile y Sudamérica, la central Cerro Pabellón. Esta última, se encuentra ubicada a 4.500 m.s.n.m en el sector de Pampa Apacheta, región de Antofagasta, y opera en base a un ciclo Rankine orgánico con una capacidad instalada de 48 MWe. La región donde se encuentra Cerro Pabellón, coincide con la zona de mayor capacidad de generación eléctrica en base a energía solar de concentración tal como lo indica la figura 1.3. En el sector de Pampa Apacheta, específicamente, el promedio anual de radiación directa normal para un año meteorológico típico corresponde a 3.635 kWh/m², valor que supera la radiación observada en el sur de España y en Nevada donde se encuentran instaladas las primeras plantas termosolares de concentración (CSP) de carácter comercial en América y Europa, respectivamente. Esto justifica en gran medida la integración del recurso solar en el proceso de generación eléctrica de la central geotérmica.

A la fecha, diversas investigaciones se han realizado con el fin de evaluar los efectos, tanto a nivel termodinámico como económico, de hibridar una planta geotérmica convencional o binaria con la energía termosolar de concentración. Dichas investigaciones han establecido que es posible mejorar el nivel de producción de la planta geotérmica, acrecentando la eficiencia del ciclo de potencia respectivo y permitiendo, además, aminorar los costos de inversión cuando esta se encuentra ya en operación previa. A continuación, se presentan y analizan diversas investigaciones relativas a los sistemas híbridos que integran el recurso geotérmico y solar para la generación de potencia.

1.3. Revisión bibliográfica

En el año 2006, Lentz y Almanza [10] analizaron la integración de un campo solar compuesto por colectores cilindro parabólico a una unidad de la central geotérmica Cerro Prieto, México, la cual utiliza la tecnología de expansión súbita. El propósito de la integración fue aumentar en un 10 % el título de vapor del fluido geotérmico proveniente de los pozos productivos, para lo cual consideraron dos configuraciones: en la primera (L1), el fluido geotérmico proveniente de los pozos se dirige al sistema de colectores antes de su ingreso al separador ciclónico; y en la segunda (L2), es la salmuera proveniente de este último que ingresa al tubo absorbedor para generar vapor a partir de aquella. Estas dos propuestas se analizan en régimen transiente considerando dos orientaciones para los colectores: N-S y E-O, de donde se determinó que la variación de producción de vapor a lo largo de un año para la alineación E-O, era menor en comparación a la variabilidad asociada a la primera, de la cual se obtuvo una producción en verano casi dos veces mayor a la producción de invierno. Este análisis se llevó a cabo para las configuraciones L1 y L2, donde los resultados obtenidos arrojaron una producción de vapor similar entre ambas. No obstante, los autores acotaron que la segunda opción presentaba mayor riesgo de precipitación de sílice, debido al alto nivel de concentración que podría alcanzar la salmuera proveniente del separador.

Ese mismo año, los autores añaden una nueva configuración al estudio previo realizado [11], la cual busca reducir el riesgo de precipitación de sílice respecto a las dos anteriores. En la metodología, esta nueva alternativa utiliza la potencia térmica del campo solar para producir vapor a partir del agua condensada proveniente de la torre de enfriamiento, mezclando el flujo bifásico resultante con el flujo proveniente de los pozos productivos. Los resultados

obtenidos arrojaron que esta configuración permite obtener una producción adicional de vapor reduciendo el riesgo de precipitación de sílice, respecto de las configuraciones estudiadas previamente. Los trabajos realizados por Lentz y Almanza, fueron los primeros en estudiar la integración de un campo solar a una planta geotérmica de expansión súbita. Sin embargo, en dichos trabajos no abordaron la posibilidad de utilizar intercambiadores de calor indirectos entre el campo solar y el fluido geotérmico, excluyendo la posibilidad de poseer sistemas de almacenamiento térmico. Asimismo, el enfoque de la investigación se basó en la producción de vapor y no en los efectos de carga parcial en la turbina que puede causar la variabilidad del flujo másico de vapor. Por otro lado, no realizaron un análisis económico de la integración del campo de colectores.

Posteriormente, Greenhut et al., el año 2010 [12], evaluaron la hibridación de dos plantas geotérmicas de ciclo binario con un campo termosolar de concentración, con el fin de determinar la solución que brindara mayor sinergia utilizando ambos recursos. La primera configuración propuesta utiliza el calor solar para aumentar la temperatura del R134a correspondiente al ciclo de potencia, el cual opera inicialmente bajo condiciones supercríticas. La segunda tecnología propuesta integra un campo solar a un ciclo de expansión súbita que opera en conjunto con un ciclo Rankine orgánico supercrítico. En este caso, la potencia térmica entregada por el campo se utiliza para aumentar la entalpía asociada al fluido geotérmico proveniente de los pozos productivos, antes de que este ingrese al dispositivo de expansión. Al comparar los resultados preliminares de estas dos propuestas, se determinó que la eficiencia térmica para la segunda propuesta era dos veces mayor que la primera; mientras que la potencia neta generada para esta última fue 6.25 % mayor. Posterior a dicho análisis, se realizó un estudio en condiciones transientes para un día de invierno y verano de la ciudad de Nevada, Estados Unidos, empleando la segunda configuración. Como resultado, se obtuvo que la hibridación permitió generar una potencia eléctrica doblemente mayor que la generada por la planta geotérmica sin hibridar. La metodología de trabajo empleada en esta investigación considera un análisis termodinámico (energético y exergético) y económico; además, considera un sistema de almacenamiento térmico en el campo solar para aminorar las fluctuaciones inherentes a la radiación solar. Sin embargo, el análisis transiente fue realizado considerando solo dos días y no los 365 días del año; por otro lado, no fueron evaluados ciclos binarios que operan bajo temperaturas y presión inferiores al punto crítico.

Astolfi et al., en el año 2011 [13], al igual que en el trabajo anterior, evaluaron bajo un enfoque termodinámico y económico, la integración de un campo de colectores cilindro parabólico a una planta geotérmica de ciclo Rankine orgánico supercrítico de baja entalpía. La configuración propuesta por los autores, destina la potencia térmica suministrada por el campo solar al aumento de temperatura del fluido de trabajo R134a, donde se utilizan datos de radiación horaria de dos lugares geográficos distintos, Italia y Estados Unidos, con el fin de determinar las diferencias y similitudes asociadas a cada zona en cuanto a nivel de producción y costo de implementación del modelo híbrido. Los resultados arrojaron que es posible aumentar la potencia eléctrica desde un 15 % a un 28 %, cuyo valor depende de la zona geográfica de emplazamiento; además, se obtuvo una reducción de costos del 54 % al 60 % al comparar la configuración híbrida con una planta que utiliza solo la energía solar. Los autores argumentan la no implementación de un sistema de almacenamiento térmico en el campo solar, el cual podría incrementar la flexibilidad de la planta, explicando que la disponibilidad de operación de los pozos geotérmicos aseguran un funcionamiento continuo

de la planta híbrida, reduciendo con ello los efectos de estrés térmico de la turbina cuando la radiación es reducida.

Posteriormente, en el año 2016, Cardemil et al. [14] evaluaron el rendimiento de dos plantas geotérmicas, *single flash* y *double flash*, ambas asistidas por un campo de colectores solares de concentración. En la investigación se evaluó termodinámica y económicamente dicha integración, la cual tenía por objetivo utilizar la potencia térmica para dos procesos independientes entre sí: generación adicional de vapor y sobrecalentamiento del vapor geotérmico producido originalmente en cada planta. Los principales resultados fueron los siguientes: en la planta *single flash* al utilizar el recurso solar para sobrecalentar se obtuvo un aumento de 0.23 kWe/kWth y, 0.16 kWe/kWth destinando el recurso solar para generar flujo másico adicional de vapor. Para el caso de la planta *double flash*, se obtuvo un aumento de 0.29 kWe/kWth y 0.17 kWe/kWth al destinar la potencia térmica del campo solar al sobrecalentador y evaporador, respectivamente. En cuanto al costo nivelado de electricidad, los valores obtenidos fueron US\$64/MWh y US\$56/MWh, resultados que indican la factibilidad técnica y económica de la hibridación del recurso solar y geotérmico. Una de las particularidades de este trabajo es que el campo solar utiliza como fluido de trabajo un aceite que transfiere potencia térmica al fluido geotérmico, dejando abierta la posibilidad de integrar un sistema de almacenamiento que permita aminorar la variabilidad asociada al recurso solar.

Posteriormente, en el año 2018, Bassetti et al. [15] evaluaron la integración de un sistema de almacenamiento térmico a la primera planta híbrida geotérmica-solar de ciclo Rankine orgánico, Stillwater. Ésta, la cual inició su puesta en marcha el 2009 como una planta geotérmica, integró en el año 2013 un campo de colectores cilindro parabólico para mejorar las condiciones de operación del ciclo de potencia existente. Precisamente, la potencia térmica suministrada por el campo solar se destinó para aumentar la temperatura del fluido geotérmico proveniente de los pozos productivos, los cuales habían experimentado una disminución de esta. La implementación de este nuevo sistema permitió aumentar en un 2,8 % la potencia de salida de la central. Considerando esta situación, los autores estudiaron la oportunidad de mejoramiento de la planta híbrida, integrando al campo solar un sistema de almacenamiento térmico directo, que se caracteriza por utilizar el mismo fluido de trabajo (agua en este caso) que se dirige al ciclo de potencia. Para ello se consideran dos casos de estudio: la configuración híbrida con un múltiplo solar igual a 1.6 sin sistema de almacenamiento térmico, y una configuración con el mismo valor de múltiplo solar, pero considerando almacenamiento. Los resultados obtenidos fueron los siguientes: con el primer caso es posible aumentar la producción eléctrica a un 5.3 % respecto a la planta geotérmica sin hibridar, y para el segundo, dicho aumento puede alcanzar un valor de 6.3 %. A diferencia de las investigaciones anteriores, en esta última se hace un análisis comparativo de los efectos de implementar un campo solar con un múltiplo solar mayor a uno, evaluando conjuntamente los casos con y sin almacenamiento térmico. No obstante, en este trabajo de investigación no se realiza una evaluación económica de las propuestas de mejoramiento.

Resumen y propuesta de trabajo

A partir de las investigaciones descritas en esta sección, se pueden apreciar los distintos beneficios tanto a nivel de producción como económicos que puede traer consigo la hibridación de una central geotérmica utilizando el recurso solar. En el caso de las investigaciones de Lentz y Almanza [10], Cardemil et al. [14] y Greenhut et al. [12], se evaluaron propuestas de integración para plantas que utilizan vapor geotérmico proveniente de una mezcla bifásica para la generación eléctrica. Greenhut et al. [12], además, analizaron la integración del campo solar para un ciclo orgánico supercrítico al igual Astolfi et al. [13], donde buscaron incrementar la entalpía del R134a y de esta forma aumentar la generación de potencia del ciclo. Sus investigaciones incluyeron un sistema de almacenamiento para el campo solar, realizando adicionalmente un análisis económico de sus configuraciones propuestas. Por otro lado, Bassetti et al. [15] estudió la integración de un sistema de almacenamiento a la planta híbrida geotérmica solar Stillwater, la cual utiliza un ciclo Rankine orgánico subcrítico como sistema de generación eléctrica. El enfoque de esta investigación fue mejorar el desempeño de un sistema ya hibridado, estudiando la opción de aumentar el tamaño del campo solar, y con ello incluir un sistema de almacenamiento térmico. Sus resultados fueron favorables, sin embargo, no se realizó un análisis económico que permitiera estudiar la factibilidad económica de la propuesta de mejora.

En este trabajo de investigación se propone integrar un campo de colectores cilindro parabólico a una central geotérmica de media entalpía que opera en base a un ciclo Rankine orgánico. A diferencia de las investigaciones analizadas, en este trabajo se propone generar potencia eléctrica adicional a través de la integración de un segundo bloque de potencia, cuyo fluido de trabajo corresponde al fluido geotermal. La principal restricción de esta propuesta consiste en mantener las condiciones de operación del ciclo binario existente, siendo una de esas condiciones la temperatura de reinyección de la salmuera. El sistema geotérmico de referencia considerado corresponde a la central Cerro Pabellón, planta operativa desde octubre de 2017, ubicada en el sector de Pampa Apacheta en la región de Antofagasta, Chile. El modelo híbrido propuesto considera diferentes estrategias de integración del campo solar a una de las unidades de generación de la central geotérmica, donde se realiza una evaluación termodinámica y económica para cada una de las estrategias de integración consideradas. Con relación a la evaluación termodinámica, esta consta de un análisis térmico y exergético, donde, con el primer análisis se busca determinar la producción adicional de potencia y la eficiencia térmica asociada a cada configuración y, con respecto al análisis exergético, se busca identificar los procesos asociados al nuevo bloque de potencia que presentan un mayor nivel de destrucción de exergía. Adicionalmente, cada configuración es evaluada en régimen transiente con el fin de determinar su producción eléctrica anual y factor de planta asociado. Por último, la evaluación económica consiste en la estimación del costo nivelado de energía asociado a cada configuración.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Evaluar termodinámica y económicamente diferentes estrategias de integración de un campo solar de concentración a un sistema geotérmico cuyos principios y condiciones de operación corresponden a la central Cerro Pabellón.

1.4.2. Objetivos específicos

- Modelar y validar el ciclo de potencia de la planta geotérmica Cerro Pabellón.
- Construir el modelo termodinámico del sistema híbrido geotérmico-solar propuesto en esta investigación.
- Establecer diferentes estrategias de integración de la tecnología termosolar variando sus principales parámetros de diseño.
- Simular en régimen estacionario y transiente el sistema híbrido geotérmico-solar considerando las diferentes estrategias de integración propuestas.
- Desarrollar un análisis paramétrico de los resultados termodinámicos y económicos obtenidos.

1.5. Alcances

Los alcances del presente trabajo son:

- La tecnología termosolar de concentración considerada corresponde a la tecnología de colectores cilindro parabólico.
- La integración del campo solar considera distintas magnitudes de la potencia térmica de diseño, horas de almacenamiento, múltiplo solar y temperaturas de salida y retorno del fluido de trabajo. Cada configuración híbrida en efecto, considera un valor particular de cada uno de estos parámetros de diseño.
- La construcción del modelo híbrido geotérmico-solar considera la integración de un segundo bloque de potencia que utiliza como fluido de trabajo salmuera geotérmica, la cual se abastece térmicamente por el campo de colectores cilindro parabólico.

- La construcción del modelo híbrido considera el análisis de riesgo de precipitación de sílice.
- La simulación en régimen estacionario y transiente de las diferentes configuraciones híbridas se lleva a cabo en el programa Engineering Equation Solver (EES) [16].
- La simulación en régimen transiente del campo de colectores cilindro parabólico se lleva a cabo en el programa System Advisor Model (SAM) [17], donde se utilizan datos climáticos en base horaria del sector de Pampa Apacheta cuyo reporte fue generado por Solargis el año 2016.
- La evaluación termodinámica consta de un análisis térmico y un análisis exergético. Adicionalmente, se realiza un análisis térmico-económico donde se relaciona la eficiencia exergética y el costo de adquisición de los equipos térmicos asociados al nuevo bloque de potencia.
- La evaluación económica consiste en la estimación del costo nivelado de energía, LCOE, correspondiente a cada configuración híbrida.

Capítulo 2

Central geotérmica de referencia

El presente capítulo tiene por propósito describir el funcionamiento y condiciones de operación de la planta geotérmica de ciclo binario que fue objeto de estudio en este trabajo de investigación, y a la cual se evalúa la integración de colectores solares de concentración para aumentar su producción eléctrica neta. El sistema geotérmico corresponde a una unidad de potencia de Cerro Pabellón, donde gran parte de los datos nominales para construir el modelo termodinámico fueron otorgados por personal de Enel Green Power, con quienes se firmó un acuerdo de confidencialidad para no divulgar públicamente dicha información. Por esta razón, la descripción que se detalla en este capítulo reserva datos operacionales del ciclo de potencia.

A continuación, se presenta la caracterización geográfica y meteorológica de la zona de emplazamiento de la central geotérmica. Posteriormente, se describen los principios de operación a partir de los cuales se construye el modelo termodinámico del ciclo de potencia. Los resultados obtenidos de dicho modelo son validados finalmente con datos públicos sobre la potencia neta generada por la central, en conjunto con la temperatura de reinyección informada por Enel Green Power.

2.1. Antecedentes geográficos y meteorológicos

Pampa Apacheta, lugar donde se encuentra instalada la central Cerro Pabellón, corresponde a una cuenca intra-montañosa ubicada a 4500 m.s.n.m en la Cordillera de los Andes, en la región de Antofagasta [18]. Esta zona, en efecto, pertenece a un arco volcánico de la cordillera cuyas cámaras magmáticas, en conjunto con la presencia de cúmulos de agua subterránea, dan lugar a los sistemas hidrotermales existentes. Por esta razón, varias exploraciones se han llevado a cabo en esta región del país, a través de las cuales se ha buscado establecer posibilidades de explotación de este recurso para hacer uso de su potencial energético.

La ubicación geográfica donde se encuentra instalada esta central, la cual se observa en la figura 2.1, se caracteriza por alcanzar valores extremos en lo que respecta a nivel de radiación y temperatura ambiente. Con relación a la temperatura ambiente, esta oscila entre los -20°C



Figura 2.1: Ubicación geográfica Cerro Pabellón. Fuente: *google maps*.

y 18°C teniendo un valor promedio anual cercano a los $-0,2^{\circ}\text{C}$. Este valor aumenta a $3,88^{\circ}\text{C}$ cuando se consideran únicamente las horas con radiación. Respecto al nivel de radiación, Pampa Apacheta posee un registro de radiación global horizontal promedio diario de 7.3 kWh/m^2 y, un registro de 9.5 kWh/m^2 en el caso de la radiación directa normal [5], valores elevados en comparación a los registrados en otras regiones del territorio chileno. La figura 2.2 y la figura 2.3 muestran respectivamente el comportamiento de la temperatura ambiente y radiación de la zona de estudio para un año meteorológico típico estimado por Solargis¹.

De la figura 2.3 se observa que en los meses de Enero y Febrero ocurre un episodio de nubosidad que reduce los niveles de radiación directa, lo cual se explica por el fenómeno conocido como invierno altiplánico, que afecta a esta zona del país en estos meses del año. En el mes de Febrero en particular, se registra un valor de DNI promedio diario de 8.4 kWh/m^2 , y un valor que se aproxima a los 8.7 kWh/m^2 en el mes de Enero. De igual forma, en el periodo de invierno se observa una reducción de los niveles de radiación donde se alcanzan valores promedios que oscilan entre los 750 y 900 W/m^2 . Por otro lado, el máximo valor de radiación directa normal se aproxima a 1200 W/m^2 , nivel de radiación que se alcanza entre los meses de noviembre y diciembre.

¹La generación de un año meteorológico típico se lleva a cabo utilizando datos de mediciones satelitales obtenidas a lo largo de 10 a 15 años, donde, para cada mes del año, se promedian los datos obtenidos en ese periodo de tiempo. En efecto, el año típico utiliza el mes de un año particular que se aproxima en mayor medida al mes promedio obtenido. Para este reporte, el periodo de medición fue 1999-2015.

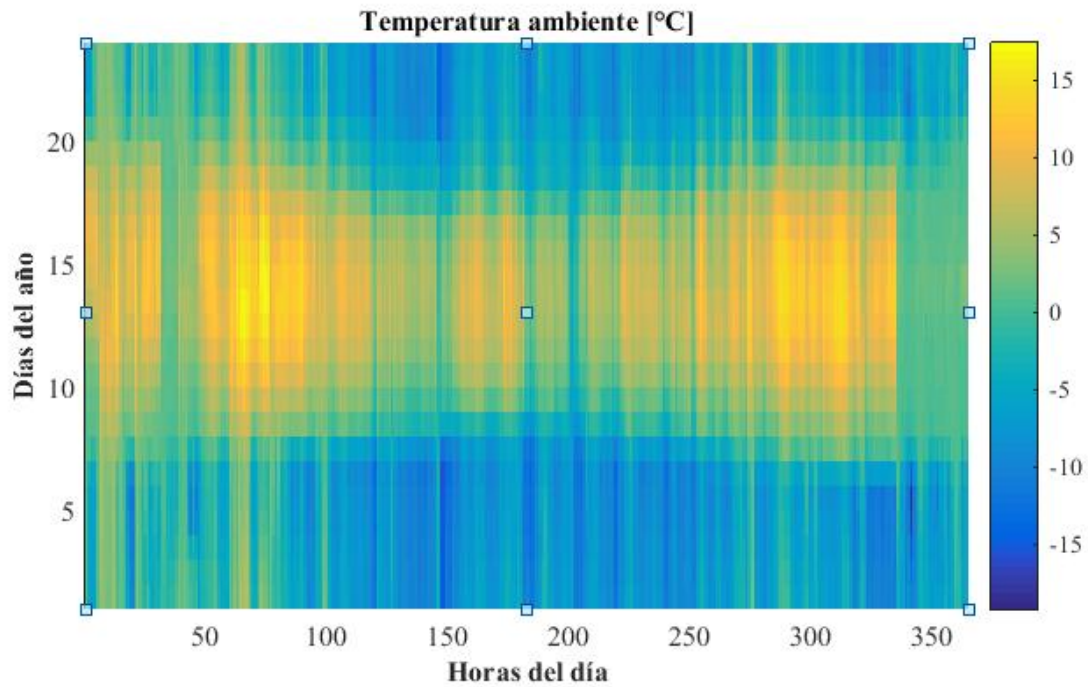


Figura 2.2: Temperatura ambiente en Pampa Apacheta para un año meteorológico típico. Fuente: [5]

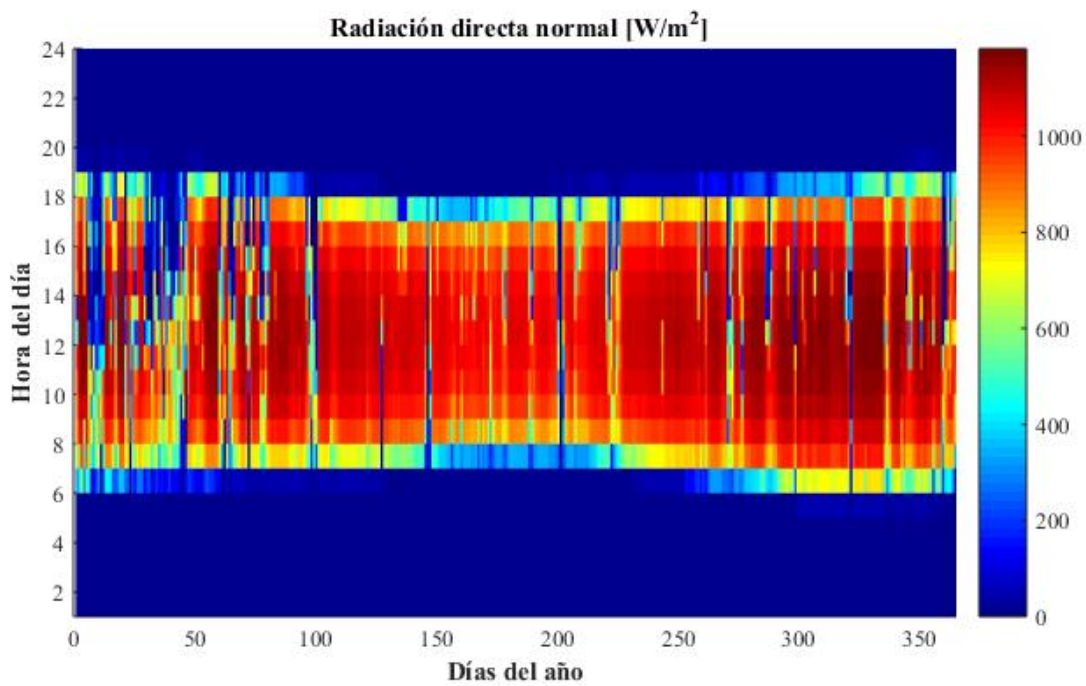


Figura 2.3: Radiación directa normal correspondiente a un año meteorológico típico. Fuente: [5]

2.2. Central geotérmica: principios de funcionamiento

Los estudios de factibilidad del proyecto Cerro Pabellón comenzaron el año 2005. Entre los años 2009 y 2012, se perforaron cuatro pozos cuyas profundidades alcanzaron entre 1 300 y 2 000 metros. Los resultados de las pruebas de producción e inyección mostraron un dominio de la fase líquida en los reservorios hidrotermales, arrojando con ello una temperatura máxima medida cercana a 260 °C [19]. La entalpía asociada a los reservorios geotérmicos permitía implementar una de las tres tecnologías más usuales de centrales geotérmicas: de expansión, sistemas de ciclo binario y sistemas combinados que utilizan ambas tecnologías. En un inicio del proyecto, esta última era la configuración a desarrollar [20], sin embargo, la tecnología implementada finalmente fue la tecnología binaria, que es en efecto, el modelo geotérmico base de la presente investigación. La elección de un sistema binario frente a un sistema combinado o de expansión se debió a que, con los sistemas binarios, se hace más factible la reinyección total del fluido geotérmico extraído de los reservorios lo cual ayuda a preservar las condiciones hidrotermales de estos.

2.2.1. Configuración base

La central Cerro Pabellón posee dos unidades de generación eléctrica de 24 MWe cada una, donde el ciclo de potencia para ambas se basa de un ciclo Rankine orgánico que utiliza el flujo geotérmico para precalentar y evaporar el fluido de trabajo del ciclo. La figura 2.4 representa el ciclo de potencia para una unidad de generación eléctrica, donde el color azul representa el diagrama de flujo del fluido geotérmico, y el color verde, el diagrama de flujo del ciclo orgánico.

El mecanismo de operación es el siguiente: la entalpía asociada a los reservorios geotérmicos PI permite extraer fluido bifásico (2) con un porcentaje moderado de vapor geotérmico. Este último, se separa de la salmuera en el separador SP101 y se dirige al evaporador IC201, ingresando como vapor saturado (3). El calor latente del flujo másico de vapor (3) se transfiere al fluido secundario, el cual ingresa como líquido subenfriado (7) y sale como vapor como vapor saturado (1). En (4), el vapor geotérmico se encuentra en estado condensado y es bombeado para ser mezclado con la salmuera proveniente del separador SC101 (7). La mezcla resultante ingresa al precalentador IC202 (8) transfiriendo su energía térmica al fluido de trabajo, el cual experimenta un aumento de temperatura antes de que ingrese al evaporador (7). Posterior a este proceso, el flujo másico de salmuera en (9) es bombeado a los pozos de reinyección PR, donde es importante destacar que el 100 % del flujo másico proveniente de los pozos productivos es reinyectado. Con relación al fluido secundario, este ingresa en estado de vapor saturado (1) a la turbina llevando a cabo el proceso de expansión y con ello el proceso de generación eléctrica. Una vez expandido (2), el vapor ingresa al recuperador IC203 donde transfiere parte de su energía sensible al flujo (5) procedente del sistema de condensación de aire AC201. Entre el sistema AC201 y el recuperador IC203 se encuentra la bomba B201, con la cual el fluido orgánico retorna a los sistemas de intercambio térmico con las condiciones de caudal y presión correspondientes.

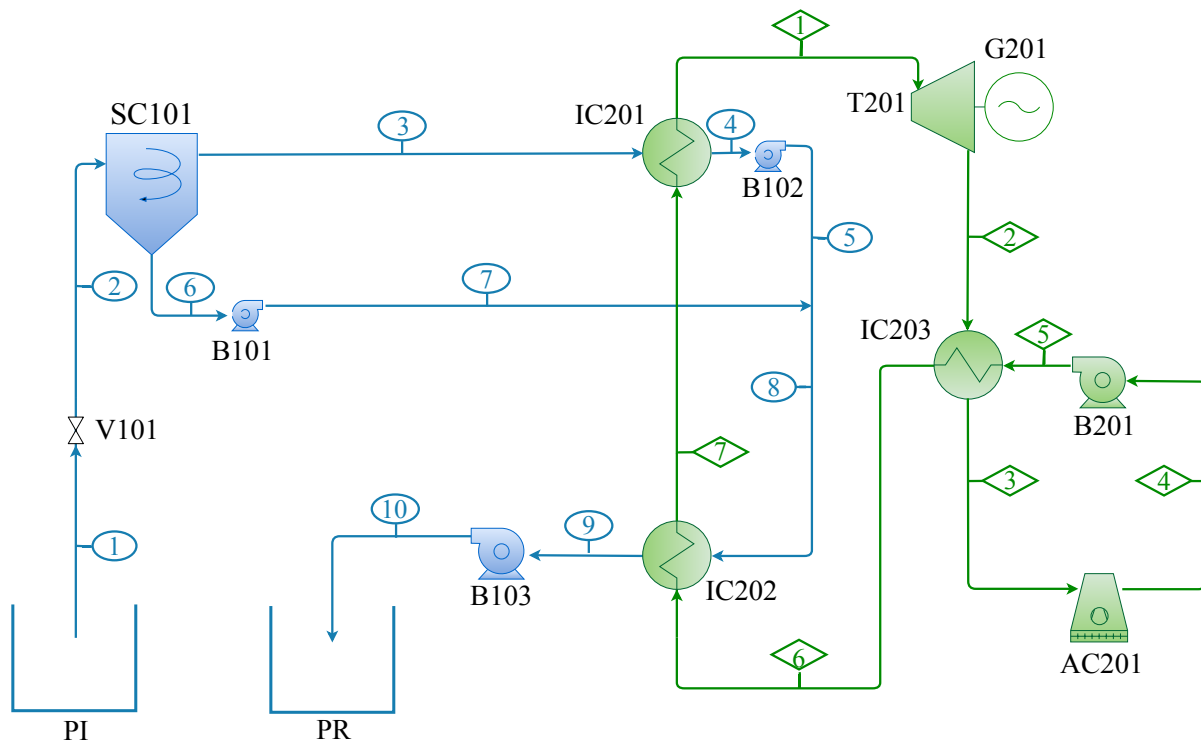


Figura 2.4: Esquema ciclo de potencia de Cerro Pabellón.

2.2.2. Condiciones nominales de operación

El modelo termodinámico del ciclo de potencia base se construye en el software Engineering Equation Solver utilizando los datos entregados por Enel, en conjunto con datos referenciales que entrega la bibliografía estudiada. Algunos de los parámetros utilizados en el modelo son los siguientes:

- Fluido de trabajo: isopentano
- Fluido geotérmico procedente de los pozos: bifásico
- Eficiencia isentrópica de la turbina: 85 %
- Eficiencia isentrópica de la bomba: 80 %
- Eficiencia del generador: 98 %
- Sistema de condensación: ACC (*air cooled condenser*)
- Razón de flujo másico geotérmico inyectado: 100 %
- Temperatura promedio ambiente: 3.88°C
- Presión atmosférica: 59.10 kPa

2.3. Modelo termodinámico

El modelo termodinámico del ciclo de potencia binario construido en EES, cuyo funcionamiento y principales condiciones de operación son descritas en la sección anterior, considera los siguientes supuestos dentro del análisis termodinámico:

- los equipos y cañerías se consideran adiabáticos y sin pérdidas de carga, a excepción de la pérdida de carga asociada al recorrido del vapor geotérmico entre el separador y el intercambiador IC201, el cual fue informado por personal de Enel.
- Las propiedades termodinámicas de la salmuera se representan por las propiedades del agua desmineralizada.
- No se considera dentro del análisis la presencia de gases no condensables.
- Se desprecian los términos de energía cinética y potencial en la ecuación de conservación de energía.
- Para todo componente se considera el principio de conservación de masa.

El análisis en base a la primera ley de la termodinámica considera la siguiente expresión para todo componente asociado al ciclo geotérmico:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (2.1)$$

donde \dot{Q} representa la transferencia de calor, \dot{W} es el trabajo que recibe o ejerce el sistema, \dot{m} es el flujo másico, h es la entalpía específica y los subíndices *in* y *out* representan la entrada y salida del sistema, respectivamente.

El análisis exergético basado en la segunda ley de la termodinámica, se realiza en base al balance de exergía expresado a continuación:

$$\dot{X}_{heat} - \dot{W} + \sum \dot{X}_{in} - \sum \dot{X}_{out} - \dot{X}_D = 0 \quad (2.2)$$

donde el primer término, \dot{X}_{heat} , representa la transferencia de exergía asociada al calor, \dot{X}_{in} y \dot{X}_{out} son los flujos de exergía que entran y salen del volumen de control, respectivamente, y \dot{X}_D es la exergía destruida.

El flujo de exergía asociada a la transferencia de calor se obtiene de la siguiente expresión:

$$\dot{X}_{heat} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k \quad (2.3)$$

donde T_0 es la temperatura ambiente y T la temperatura de la fuente térmica.

La exergía asociada a un estado i se expresa como el producto entre el flujo másico \dot{m}_i y la exergía específica ψ_i , como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned}\dot{X}_i &= \dot{m}_i \psi_i \\ &= \dot{m}_i [(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)]\end{aligned}\quad (2.4)$$

donde h_i y s_i corresponden a la entalpía y entropía específicas asociadas al estado i , respectivamente. Con relación a los términos h_0 y s_0 , estos representan la entalpía y entropía asociadas al estado muerto, respectivamente, el cual se encuentra a una temperatura T_0 y una presión P_0 .

Para evaluar exergéticamente cada uno de los componentes del sistema geotérmico, se establecen tres principales flujos de exergía a partir de la ecuación 2.2: el flujo de exergía que se recupera, \dot{X}_R , el flujo de exergía que se gasta o se entrega dentro del proceso, \dot{X}_E , y el flujo de exergía que se destruye en este último, \dot{X}_D . Con ello, la relación entre estos tres flujos exergéticos se expresa a continuación:

$$\dot{X}_E = \dot{X}_R + \dot{X}_D \quad (2.5)$$

En base a esta relación, se define la eficiencia exergética por componente:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{X}_R}{\dot{X}_E} = 1 - \frac{\dot{X}_D}{\dot{X}_E} \quad (2.6)$$

Para evaluar el ciclo geotérmico completo en base a la primera ley de la termodinámica, se define la eficiencia térmica la cual se expresa a continuación:

$$\eta_{I,ORC} = \frac{\dot{W}_{ORC}}{\dot{Q}_{geo}} = \frac{\dot{W}_{ORC}}{\dot{m}_{geo} (h_{geo,in} - h_{geo,out})} \quad (2.7)$$

donde \dot{W}_{ORC} es el trabajo útil neto desarrollado por la planta descontando el consumo de equipos auxiliares; \dot{Q}_{geo} es la potencia térmica entregada por el fluido geotermal al ciclo de potencia, \dot{m}_{geo} es el flujo másico total de fluido geotermal y, $h_{geo,in}$ y $h_{geo,out}$ son las entalpías específicas del fluido geotérmico al inicio y final del proceso, respectivamente.

Por otro lado, para definir la eficiencia de segunda ley asociada al proceso de generación de potencia, se utiliza el siguiente balance de exergía:

$$\dot{X}_{input} = \dot{X}_{output} + \dot{X}_{dest} + \dot{X}_{loss} \quad (2.8)$$

donde \dot{X}_{input} es el flujo de exergía neto que se transfiere a partir de la fuente térmica, que en este caso corresponde al fluido geotermal; \dot{X}_{output} representa el trabajo útil desarrollado por el ciclo orgánico; \dot{X}_{dest} es la exergía destruida en este último la cual toma en cuenta

todas las magnitudes de exergía destruida en cada sub-proceso (exceptuando el proceso de condensación) y, \dot{X}_{loss} es el flujo de exergía asociado al fluido orgánico que se pierde o libera en el proceso de condensación. En la figura 2.5 se muestra el volumen de control definido para el ciclo orgánico de referencia, donde se esquematizan los flujos exergéticos recientemente descritos.

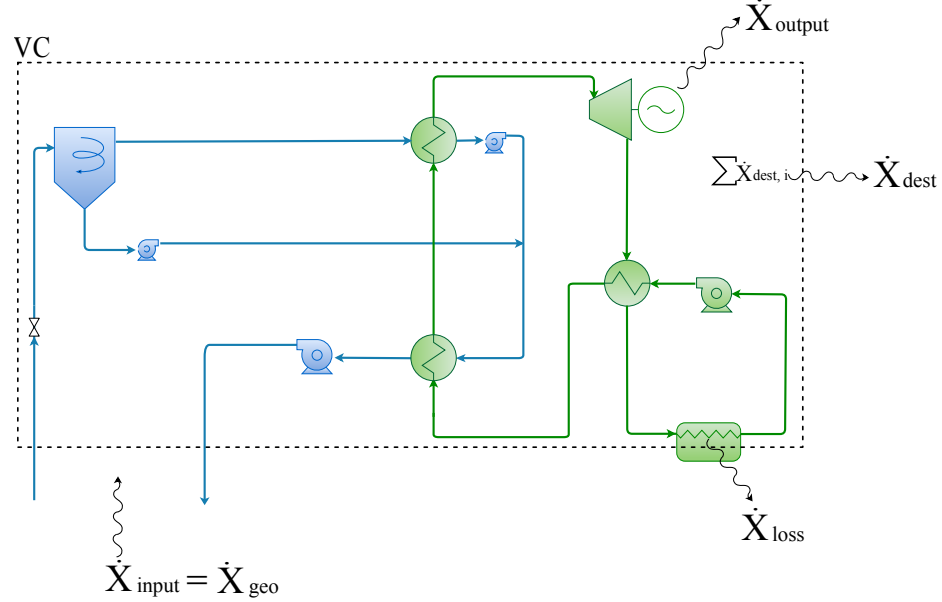


Figura 2.5: Flujo exergético en el volumen de control definido para el ciclo de potencia geotérmico.

Por lo tanto, en base al balance exergético considerado, la definición de eficiencia de segunda ley asociada al ciclo de potencia se expresa como:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_{output}}{\dot{X}_{input}} = \frac{\dot{W}^*}{\dot{X}_{geo}} = \frac{\dot{W}^*}{\dot{m}_{geo} (\psi_{geo, in} - \psi_{geo, out})} \quad (2.9)$$

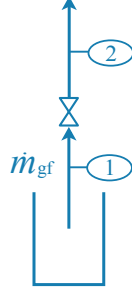
donde \dot{X}_{geo} corresponde al flujo de exergía que entrega el fluido geotermal al ciclo de potencia y, los términos $\psi_{geo, in}$ y $\psi_{geo, out}$ indican la exergía específica asociadas al fluido geotermal al inicio y final del proceso, respectivamente. Por último, el trabajo \dot{W}^* definido en la ecuación 2.9 corresponde a la potencia eléctrica bruta generada por el ciclo orgánico, a la cual, se descuenta el consumo eléctrico atribuible a los equipos que son parte del volumen de control definido. Con esto, \dot{W}^* omite el descuento por consumo eléctrico asociado al sistema de ventiladores.

2.3.1. Modelos matemáticos por componente

Los modelos matemáticos asociados a cada componente se expresan a continuación, en conjunto con la descripción del principio de operación asociado a cada uno.

Válvula V101

La válvula permite regular el flujo másico y presión del fluido geotermal proveniente de los pozos productivos. A través de ella, es posible representar el proceso de expansión del fluido geotérmico, proceso que se caracteriza por no ejercer ni requerir trabajo y considerarse adiabático. Con ello, el balance de energía y exergía se expresan como:



$$h_{g,1} = h_{g,2} \quad (2.10)$$

$$\dot{X}_{R, V101} = 0 \quad (2.11)$$

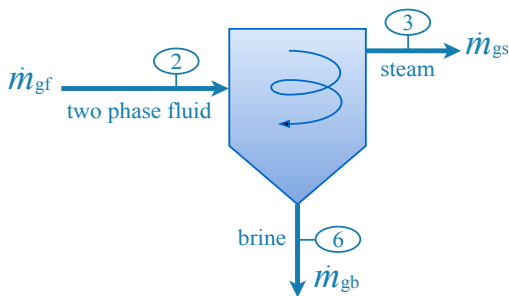
$$\dot{X}_{E, V101} = T_0 (s_{g,2} - s_{g,1}) \quad (2.12)$$

$$\dot{X}_{D, V101} = T_0 (s_{g,2} - s_{g,1}) \quad (2.13)$$

donde $h_{g,1}$ corresponde a la entalpía específica del fluido geotérmico proveniente de los pozos de producción, la cual permanece constante posterior al proceso de expansión tal como lo expresa la ecuación 2.10. En base a la ecuación 2.2, se determina que en este proceso solo hay destrucción de exergía. Esta última se representa por el término $\dot{X}_{D, V101}$, el cual es equivalente al producto entre la temperatura del estado muerto T_0 y la diferencia de entropías s entre los estados 2 y 1 correspondientes al fluido geotermal.

Separador SC101

El separador tiene como propósito segregar el vapor de la salmuera geotérmica donde ambos coexisten en condiciones de saturación al ingresar a este. Para este sistema, el cual se considera adiabático y donde se desprecian las pérdidas de carga asociadas, el balance de energía y masa se expresan como:



$$\dot{m}_{gf} h_{g,2} = \dot{m}_{gs} h_{g,3} + \dot{m}_{gb} h_{g,6} \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_{gs} = \left(\frac{h_{g,2} - h_{g,3}}{h_{g,6} - h_{g,3}} \right) \dot{m}_{gf} \quad (2.15)$$

$$\dot{m}_{gb} = \dot{m}_{gf} - \dot{m}_{gs} \quad (2.16)$$

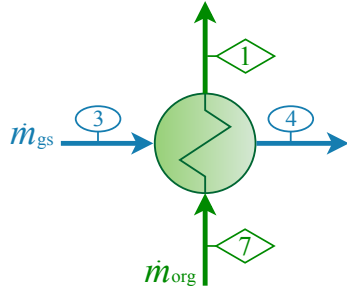
donde \dot{m}_{gf} corresponde al flujo másico de fluido geotermal proveniente del proceso de expansión, cuya entalpía asociada corresponde a $h_{g,2}$; asimismo, \dot{m}_{gb} representa el flujo másico de salmuera y \dot{m}_{gs} el flujo másico de vapor, los cuales son producto del proceso de separación,

donde, la entalpía correspondiente a este último, $h_{g,3}$ es la entalpía de vapor saturado y $h_{g,6}$ es la entalpía específica de la salmuera en condición de líquido saturado.

Al considerarse un sistema adiabático y sin pérdidas de carga los flujos exergéticos asociados a cada fluido se mantienen constantes.

Intercambiadores de calor

El ciclo Rankine orgánico considerado en este trabajo cuenta con tres intercambiadores de calor a través de los cuales se suministra energía térmica al fluido binario. En la figura 2.4, estos intercambiadores se identifican como IC201, IC202 e IC203, donde el proceso de precalentamiento del fluido orgánico inicia con este último. En el equipo IC203, el fluido de alta temperatura corresponde al flujo de isopentano que procede del proceso de expansión y, el fluido frío corresponde al flujo de isopentano subenfriado procedente del sistema de bombeo B201. En el intercambiador IC202, por otro lado, se lleva a cabo el segundo proceso de precalentamiento del fluido orgánico, donde, en este caso, el fluido de alta temperatura corresponde al fluido geotermal el cual se encuentra en la condición de líquido subenfriado. Por último, a través del intercambiador IC201, se transfiere el calor latente del vapor geotermal proveniente del separador SC101, llevándose a cabo el proceso de evaporación del isopentano previo a su ingreso a la turbina. El balance de energía y exergía correspondiente a este último se expresa a continuación, el cual es análogo para el resto de los procesos de intercambio térmico,



$$\begin{aligned}\dot{Q}_{IC201} &= \dot{m}_o (h_{o,1} - h_{o,7}) & (2.17) \\ &= \dot{m}_{gs} (h_{g,3} - h_{g,4})\end{aligned}$$

$$\dot{X}_{R, IC201} = \dot{m}_o (\psi_{o,1} - \psi_{o,7}) \quad (2.18)$$

$$\dot{X}_{E, IC201} = \dot{m}_{gs} (\psi_{g,3} - \psi_{g,4}) \quad (2.19)$$

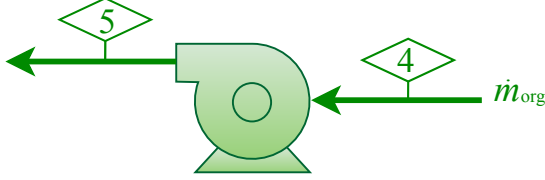
$$\begin{aligned}\dot{X}_{D, IC201} &= \dot{m}_{gs} (\psi_{g,3} - \psi_{g,4}) - & (2.20) \\ &\dot{m}_o (\psi_{o,1} - \psi_{o,7})\end{aligned}$$

donde \dot{Q}_{IC201} representa la potencia térmica transferida en el evaporador IC201, \dot{m}_o es el flujo másico de isopentano y \dot{m}_{gs} es el flujo másico de vapor geotermal, $h_{o,1}$ y $h_{o,7}$ son las entalpías específicas del fluido binario a la salida y entrada del intercambiador, respectivamente; y $h_{g,3}$ y $h_{g,4}$ son las entalpías específicas del fluido geotermal a la entrada y salida del equipo, respectivamente. Respecto al balance exergético asociado a este proceso, $\dot{X}_{R, IC201}$ corresponde a la exergía que recupera el isopentano, $\dot{X}_{E, IC201}$ es la exergía que entrega el fluido geotermal y $\dot{X}_{D, IC201}$ es la exergía que se destruye, la cual corresponde a la diferencia entre $\dot{X}_{E, IC201}$ y $\dot{X}_{R, IC201}$.

Bomba B201

El fluido orgánico es bombeado por el equipo B201 posterior al proceso de condensación, retornando al proceso de intercambio térmico en las condiciones de presión y caudal nominales. El balance de energía y exergía asociado a este equipo se expresa como:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{B201} &= \dot{m}_o (h_{o,5} - h_{o,4}) & (2.21) \\ &= \dot{m}_o (h_{o,5s} - h_{o,4}) / \eta_p\end{aligned}$$



$$\dot{X}_{R, B201} = \dot{m}_o (\psi_{o,5} - \psi_{o,4}) \quad (2.22)$$

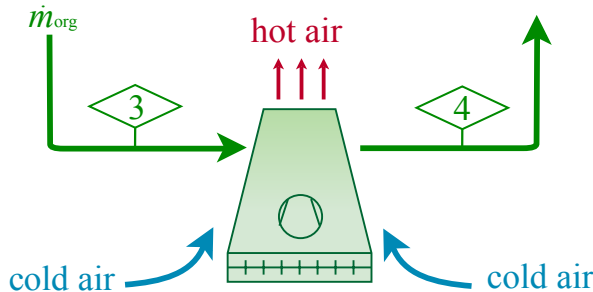
$$\dot{X}_{E, B201} = \dot{m}_o (h_{o,5} - h_{o,4}) \quad (2.23)$$

$$\dot{X}_{D, B201} = T_0 (s_{o,5} - s_{o,4}) \quad (2.24)$$

donde \dot{W}_{B201} es el trabajo consumido por la bomba B201, $h_{o,4}$ y $h_{o,5}$ son las entalpías específicas del isopentano a la entrada y salida de este último, respectivamente; la entalpía $h_{o,5s}$ es la entalpía considerando un proceso isentrópico y η_p es la eficiencia isentrópica asociada a la bomba. Respecto al balance exergético, $\dot{X}_{R, B201}$ corresponde al trabajo reversible que podría realizar la bomba y que corresponde al mínimo consumo energético con el cual se llevaría a cabo el proceso de aumento de presión del fluido, $\dot{X}_{E, B201}$ es el trabajo real consumido y $\dot{X}_{D, B201}$ es la exergía destruida asociada a este proceso. Debido a que el balance de energía y exergía para este equipo es análogo para las demás bombas, se omite la descripción del análisis para estas.

Sistema de condensación AC201

El sistema de condensación que opera en la central geotérmica de referencia, consiste de un conjunto de ventiladores de tiro inducido que generan un flujo de aire cruzado, el cual permite extraer el calor sensible y latente del fluido orgánico. Para determinar el consumo eléctrico asociado a los ventiladores, se ocupa el mismo valor que en el trabajo de Bassetti et al. [15], donde se emplea un factor igual a $0,13 \text{ kW}/\dot{m}_{air}$. El balance de energía asociado al proceso de condensación se describe a continuación en conjunto con el balance de exergía,



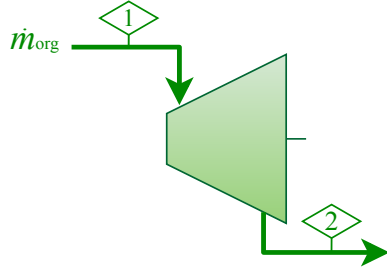
$$\begin{aligned}\dot{Q}_{AC201} &= \dot{m}_o (h_{o,3} - h_{o,4}) & (2.25) \\ &= \dot{m}_{air} (h_{air,hot} - h_{air,cold})\end{aligned}$$

$$\dot{X}_{loss} = \dot{m}_o (\psi_{o,3} - \psi_{o,4}) \quad (2.26)$$

donde \dot{Q}_{AC201} es la potencia térmica extraída del flujo de isopentano la cual se transfiere al flujo de aire \dot{m}_{air} ; $h_{air,cold}$ y $h_{air,hot}$ representan las entalpías específicas de este último a la entrada y salida del sistema de condensación, respectivamente; asimismo, $h_{o,3}$ y $h_{o,4}$ son las entalpías específicas del isopentano al ingresar y salir de AC201, respectivamente. Con relación al balance exergético, en este se evalúa la pérdida de exergía o trabajo útil que experimenta el fluido orgánico en el proceso de condensación, lo que se cuantifica en la ecuación 2.26, donde no se consideran los flujos de exergía asociados al aire y el consumo eléctrico requerido en este proceso. El concepto de pérdida de exergía indica que hay un potencial energético con el cual se podría generar trabajo útil, pero que se está desperdiciando.

Turbina T201

Asumiendo un proceso de expansión sin pérdidas térmicas y despreciando los efectos del roce, el trabajo bruto desarrollado por la turbina T201 se expresa como:



$$\begin{aligned}\dot{W}_{ORC,mec} &= \dot{m}_o (h_{o,1} - h_{o,2}) & (2.27) \\ &= \dot{m}_o \eta_{t,s} (h_{o,1} - h_{o,2s})\end{aligned}$$

$$\dot{W}_{ORC,elec} = \eta_g \dot{W}_{ORC,gross} \quad (2.28)$$

$$\dot{X}_{R,T201} = \dot{m}_o (h_{o,1} - h_{o,2}) \quad (2.29)$$

$$\dot{X}_{E,T201} = \dot{m}_o (\psi_{o,1} - \psi_{o,2}) \quad (2.30)$$

$$\dot{X}_{D,T201} = T_0 (s_{o,2} - s_{o,1}) \quad (2.31)$$

donde $\dot{W}_{ORC,mec}$ representa el trabajo mecánico desarrollado por la turbina, $\eta_{t,s}$ es la eficiencia isentrópica asociada a este equipo que permite considerar las irreversibilidades asociadas al proceso y, la diferencia entre $h_{o,1}$ y $h_{o,2}$, representa el salto de entalpía que experimenta el fluido orgánico en el proceso de expansión. Asimismo, $\dot{W}_{ORC,elec}$ representa la potencia eléctrica generada por el ciclo de potencia, la cual corresponde al producto entre la potencia mecánica generada por la turbina y la eficiencia η_g asociada al generador eléctrico.

2.3.2. Validación del modelo geotérmico

La validación del modelo termodinámico construido en EES se lleva a cabo comparando dos principales parámetros correspondientes al ciclo geotérmico, los cuales corresponden a la potencia eléctrica neta generada por una unidad de generación y, la temperatura de reinyección de la salmuera geotérmica. El resultado de potencia arrojado por el modelo termodinámico es 23.778 kWe, lo cual posee un error de 0,93 % al compararlo con el dato real equivalente a 24.000 kWe. Por otro lado, el resultado de la temperatura de reinyección arro-

jada por el modelo es igual a $91,15^{\circ}\text{C}$ cuyo error asociado es $1,67\%$ al compararlo con el valor de referencia informado por Enel, el cual corresponde a 90°C . A continuación, la tabla 2.1 muestra los principales resultados obtenidos del modelo termodinámico construido.

Tabla 2.1: Principales resultados del modelo geotérmico construido.

Parámetro	Valor obtenido
Potencia neta generada, kW	23.778
Potencia bruta generada, kW	26.001
Consumo eléctrico auxiliar, kW	2.223
Eficiencia térmica, %	17,39
Eficiencia exergética, %	52,98
Temperatura de reinyección de flujo geotérmico, $^{\circ}\text{C}$	91,15

El diagrama T-s y P-h correspondiente al ciclo orgánico de potencia se observa en la figura 2.6. A partir de esta, puede apreciarse que el proceso de expansión en la turbina que inicia en el estado **1** y finaliza en **2**, se caracteriza por ser un proceso de expansión seco en el cual la condición del fluido orgánico es de vapor sobrecalentado. En la transición entre los estados **2** y **3** el vapor expandido entrega parte de su energía sensible al flujo de isopentano correspondiente al estado **5**, cuya transferencia térmica permite aumentar su temperatura hasta llevarlo al estado **6**. Del estado **3** al estado **4**, el isopentano se condensa y subenfria; posteriormente, este aumenta su presión desde **4** hasta **5**, estado a partir del cual se inicia el proceso de intercambio térmico hasta alcanzar el estado de vapor saturado en **1**.

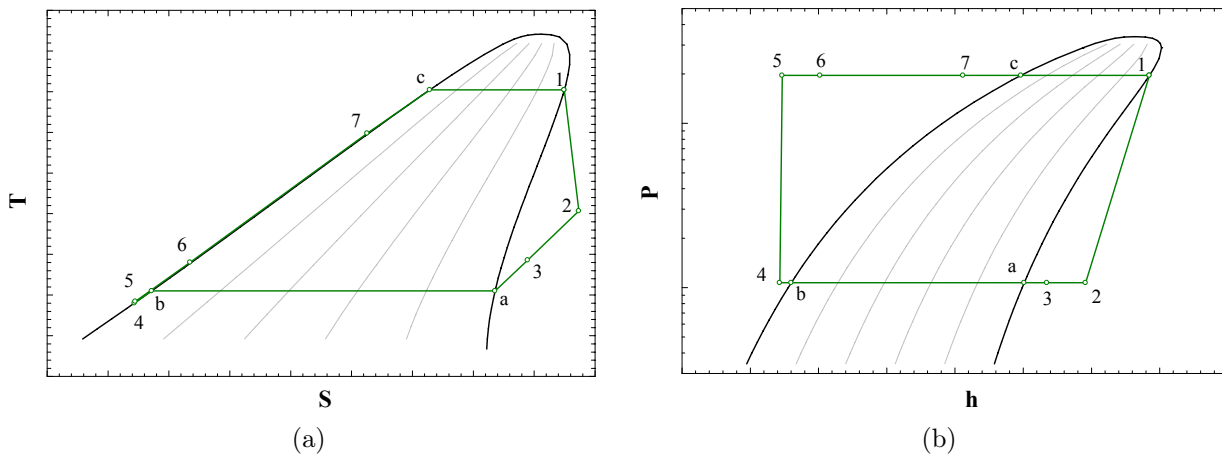


Figura 2.6: Diagrama T-s (a) y diagrama P-h (b) del ciclo Rankine orgánico.

2.4. Análisis de riesgo de precipitación de sílice

Las diferentes tecnologías implementadas en centrales geotérmicas, incluyendo la tecnología que opera en Cerro Pabellón, son vulnerables a la precipitación de minerales contenidos en el fluido geotérmico que puede afectar las condiciones nominales de operación al interior del ciclo de potencia, o, inclusive, las condiciones de permeabilidad del reservorio de reinyección del fluido geotermal. En este estudio, se analiza el riesgo de precipitación de sílice dentro del ciclo binario que opera en Cerro Pabellón con el fin de determinar los puntos con mayor vulnerabilidad de depósito de este mineral. La importancia de este análisis radica en evaluar el riesgo de precipitación de sílice en el sistema híbrido que propone este trabajo de investigación.

2.4.1. Antecedentes

La sílice dentro del fluido geotérmico puede existir bajo diferentes formas estructurales, variando desde una estructura amorfa a una altamente cristalina (como el cuarzo). Cada forma estructural tiene una curva de solubilidad característica distinguible dentro de las demás que incrementa al aumentar la temperatura del fluido. Precisamente, dichas diferencias en las curvas de solubilidad, hace que en el reservorio geotérmico la solubilidad del fluido geotermal sea controlada por el cuarzo, mientras que, la reducción de temperatura de este fluido luego de transferir parte de su energía térmica en el ciclo de potencia, hace que la solubilidad pase a ser controlada por la sílice amorfa. En efecto, si es que las condiciones de diseño de la planta no son las apropiadas, puede ocurrir la precipitación de este mineral en los pozos de reinyección o en el reservorio una vez que el líquido residual retorna a él, lo cual puede afectar en largo plazo a la sostenibilidad del yacimiento.

En términos reales, la solubilidad de la sílice no solo es una función de la temperatura, también depende de la salinidad y pH del fluido. No obstante, estas dos últimas variables se consideran constantes en este trabajo de investigación, y se evalúa solo el efecto de la temperatura correspondiente al fluido. La figura 2.7 representa el comportamiento de la solubilidad del cuarzo y la sílice amorfa en función de esta única variable. Justamente, el modelo que predice este comportamiento asume que, a la temperatura media del reservorio donde la solubilidad es controlada por el cuarzo, la concentración inicial de sílice corresponde a la concentración saturada de este último. La ecuación que representa esta concentración inicial se muestra a continuación [21]:

$$Q(T_r) = 41,598 + 0,23932 \cdot T_r - 0,011172 \cdot T_r^2 + 1,1713 \times 10^{-4} \cdot T_r^3 - 1,9708 \times 10^{-7} \cdot T_r^4 \quad (2.32)$$

donde T_r es la temperatura del fluido en el reservorio expresada en $^{\circ}C$, con lo cual se obtiene una concentración Q con unidades de mg/kg.

El comportamiento de la solubilidad de sílice en agua pura en función de la temperatura, se expresa como,

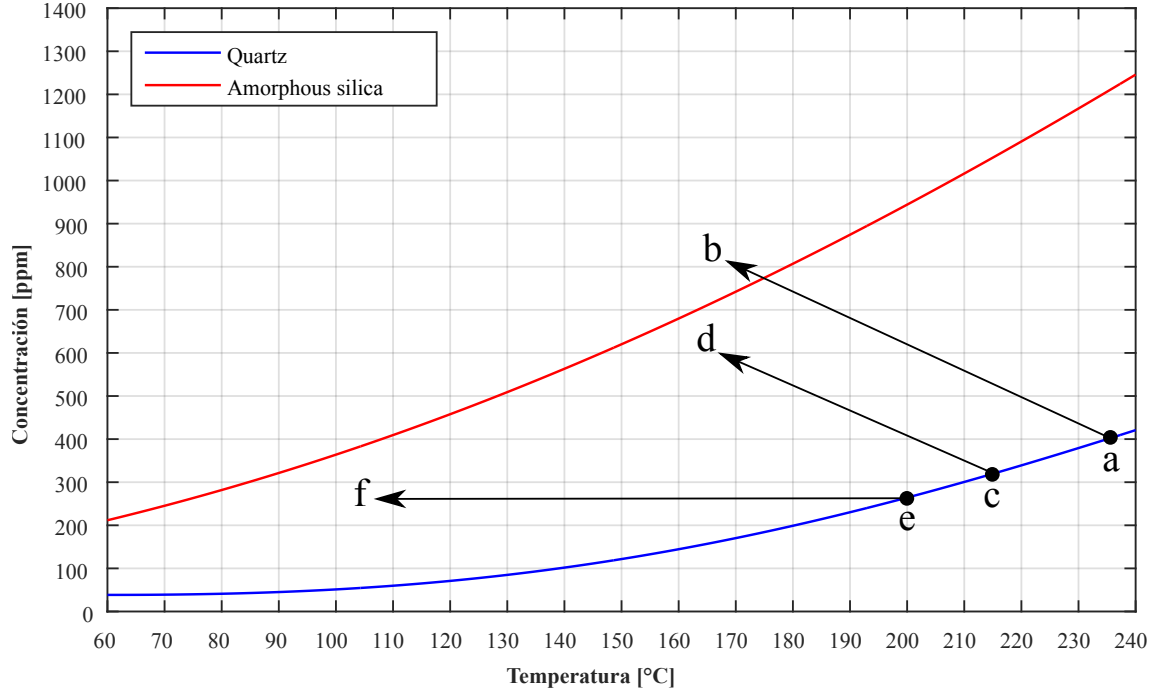


Figura 2.7: Concentración de sílice bajo distintos escenarios.

$$\log_{10} S_{sat} = 4,52 - \frac{731}{T + 273,15} \quad (2.33)$$

donde S_{sat} se expresa en mg/kg o ml/kg, y la temperatura en °C para un rango de 0 a 250 °C [22].

En plantas geotérmicas de expansión súbita donde se produce vapor a partir de la caída de presión del fluido geotermal, la concentración de sílice en la salmuera aumenta como lo indica la siguiente ecuación [21]

$$S = \frac{Q}{1 - x} \quad (2.34)$$

donde x es el porcentaje de vapor generado del fluido geotérmico y S es la concentración de sílice amorfa. Precisamente, en la figura 2.7, se muestran dos procesos de expansión del fluido geotérmico $a-b$ y $c-d$, donde se observa que en el primero ocurre precipitación de sílice amorfa, y en el segundo, los niveles de concentración de este mineral son subsaturados lo cual indica que no hay riesgo de precipitación. Respecto al proceso $f-d$, este ocurre en las centrales binarias que utilizan salmuera geotérmica, donde la concentración de sílice en el fluido se mantiene constante en el transcurso del proceso de intercambio térmico [21].

2.4.2. Aplicación al sistema geotérmico de referencia

Para llevar a cabo el análisis de riesgo de precipitación en el sistema geotérmico, se considera como supuesto que la sobresaturación de este mineral ha de producirse cuando la salmuera alcanza una temperatura igual o inferior a 85 °C. Con este valor y en base a las ecuaciones que fueron expuestas en la sección anterior, se obtiene una concentración inicial Q_r equivalente a 300,6 mg/kg, valor que se utiliza para analizar la vulnerabilidad de depósito en los estados que presentan mayor riesgo de precipitación.

Para evaluar la susceptibilidad de los estados del fluido geotermal en el interior del proceso de conversión de potencia de Cerro Pabellón, se define la razón crítica que se expresa a continuación:

$$R_{crit,i} = \frac{S_i}{S_{sat}} \quad (2.35)$$

donde S_i corresponde a la concentración de sílice en el estado i , y S_{sat} es el valor donde comienza a precipitar este mineral considerando la temperatura a la cual se encuentra la salmuera en dicho estado.

En base a la configuración y las condiciones de operación de Cerro Pabellón, se determina que los estados con mayor vulnerabilidad corresponden al estado (6), donde la salmuera presenta una mayor concentración de sílice, y al estado (9), donde hay una reducción importante de la temperatura del fluido geotérmico. La razón crítica para estos estados son, respectivamente, 0,53 y 0,93. En base a estos valores, puede desprenderse que el mayor riesgo de precipitación de sílice se presenta en la zona de reinyección de la salmuera, vulnerabilidad que es considerada para la propuesta de integración llevada a cabo en este estudio.

Capítulo 3

Campo solar de concentración

El presente capítulo tiene por propósito describir el funcionamiento del sistema solar de concentración considerado en este trabajo de investigación, sistema con el cual, se evalúa la integración del recurso solar a la central geotérmica de referencia. El capítulo comienza con la descripción de la tecnología que da lugar al campo solar, y que corresponde a la tecnología de colectores cilindro parabólicos; luego, se muestra y describe la disposición del campo de colectores y se definen sus principales parámetros de diseño; posteriormente, se exponen las bases del funcionamiento en condiciones de carga parcial del campo de colectores que rige en el software utilizado, el cual corresponde al programa System Advisor Model (SAM). Finalmente, se mencionan las condiciones nominales de operación establecidas en este trabajo de investigación con las cuales se da lugar a las diferentes estrategias de integración del campo solar al sistema geotérmico de referencia.

3.1. Colector cilindro parabólico

La tecnología de colectores cilindro parabólicos fue la primera en implementarse en áreas relacionadas a calor de proceso y generación eléctrica a nivel comercial [23]. De las tecnologías termosolares utilizadas en el área de generación de potencia, los sistemas que utilizan concentradores cilindro parabólicos son los que a la fecha presentan un mayor grado de desarrollo comercial y capacidad operativa y en construcción internacional. Adicionalmente, con esta tecnología se hace factible implementar sistemas de almacenamiento térmico permitiendo de esta forma generar electricidad durante la noche o en periodos de baja radiación solar [3].

Descripción

Un concentrador cilindro parabólico (CCP) se constituye de una superficie reflectante parabólica extendida al plano, la cual permite concentrar la radiación directa incidente en una línea focal donde se ubica un tubo receptor-absorbedor, como puede observarse en la figura 3.1. Al interior de este último, circula un fluido de trabajo al cual se le transfiere la

potencia térmica generada producto de la concentración de la radiación. Según sea el fluido de trabajo utilizado, las temperaturas de operación que puede alcanzar este último puede variar de 100 a 400 °C [24]. En centrales termosolares por lo general, se utiliza un aceite sintético como fluido de trabajo con el cual es posible alcanzar temperaturas cercanas a los 400 °C.

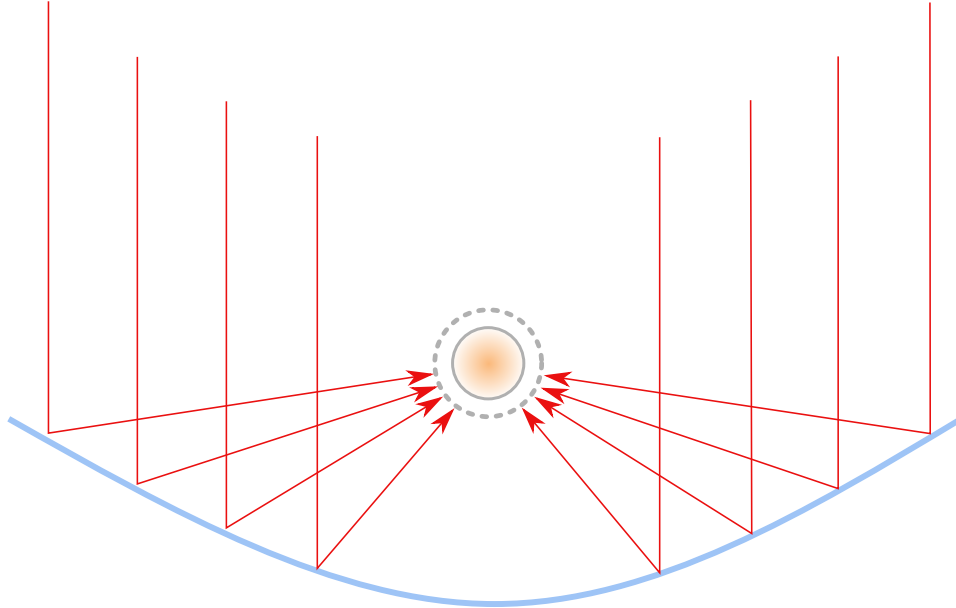


Figura 3.1: Concentración de radiación directa incidente en una superficie reflectante parabólica.

El conjunto de elementos reflectantes da lugar a lo que se conoce como módulo o ensamble de colectores (solar collector assembly SCA). La figura 3.2 muestra un esquema representativo de este último, donde se indican sus principales elementos estructurales, los cuales se describen a continuación:

- Reflector cilindro-parabólico: superficie reflectora que permite concentrar la radiación incidente en la línea focal de la parábola. Se constituye generalmente de delgadas películas de plata o aluminio, las cuales se depositan sobre un soporte de forma parabólica de material metálico, plástico o vidrio.
- Tubo absorbedor: elemento encargado de transferir la energía térmica generada por la concentración de radiación directa al fluido de trabajo que circula en su interior. Está constituido por dos tubos concéntricos separados por un espacio al vacío donde, el tubo interior por el cual circula el fluido de trabajo es de material metálico con recubrimiento selectivo, y el tubo exterior es de material vítreo. Este último tubo tiene el propósito de reducir las pérdidas por convección y radiación asociadas al proceso de transferencia térmica.
- Sistema de seguimiento: consiste en un sistema hidráulico o moto-reductor con el cual se lleva a cabo el seguimiento solar de la superficie parabólica según sea el movimiento aparente del sol.
- Estructura metálica: estructura soporte del ensamble de colectores que tiene por objetivo dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen.

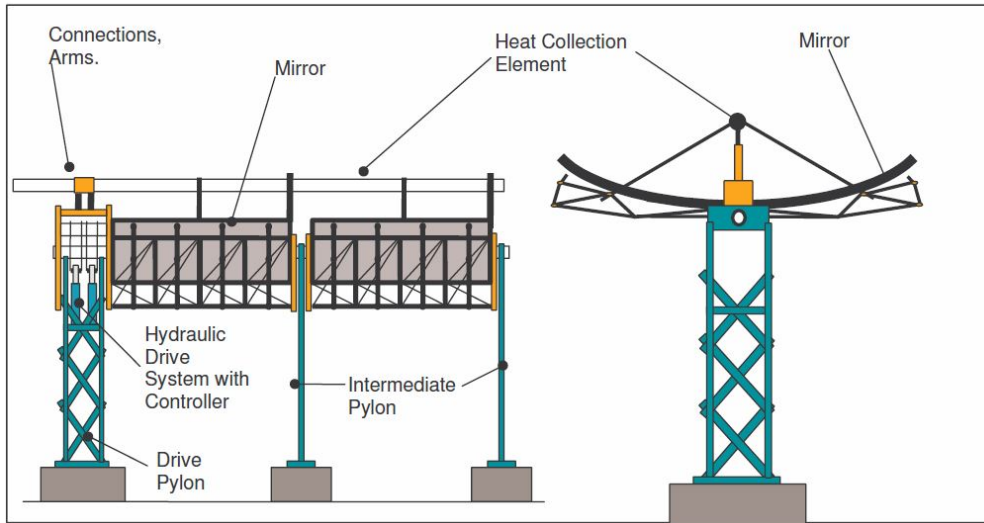


Figura 3.2: Esquema de un ensamblaje de colectores cilindro parabólico. Fuente: [6].

3.2. Campo solar CCP

Un campo solar constituido de concentradores cilindro parabólicos se caracteriza por distribuir los ensamblajes SCA en filas paralelas. Estas filas se denominan lazos o *loops*, y contienen entre sí el mismo número de ensamblajes dispuestos en serie por los cuales circula el fluido de trabajo. Este último, por tanto, aumenta su temperatura conforme recorre el interior del tubo absorbedor correspondiente a este conjunto de ensamblajes dispuestos en serie.

En general, los colectores cilindro parabólico son alineados de forma que su eje de giro quede orientado en la dirección Este-Oeste, donde la superficie parabólica puede girar de norte a sur y de sur a norte o, en la dirección Norte-Sur, donde el colector gira de este a oeste y de oeste a este. Para el caso de este trabajo, la orientación establecida para el campo de colectores corresponde a esta última, con la cual es posible obtener una producción de potencia térmica más constante a lo largo del año [25].

La distribución del fluido térmico desde el bloque de conversión de potencia a cada una de las filas de colectores, puede llevarse a cabo a través de tres configuraciones principales: configuración de retorno directo, de retorno inverso o de alimentación central. La configuración establecida en este trabajo corresponde a esta última, y que es en efecto, la configuración más utilizada a nivel comercial [26]. A continuación, la figura 3.3 muestra el esquema del campo solar con alimentación central.

Como puede observarse de la figura 3.3, en una configuración de alimentación central el fluido térmico proveniente del bloque de potencia es bombeado y distribuido a los distintos lazos de colectores a través de una cañería central de baja temperatura. El fluido de trabajo ingresa a las diferentes filas de colectores y conforme recorre el interior del tubo absorbedor va aumentando su energía sensible hasta llegar a la temperatura de diseño configurada. Al término de este proceso, el fluido retorna al bloque de potencia por medio de una segunda cañería central de alta temperatura.

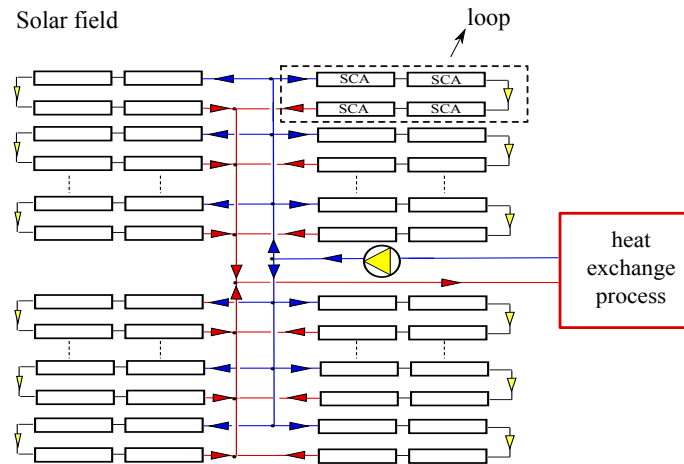


Figura 3.3: Configuración de alimentación central.

3.2.1. Parámetros de diseño

Para dimensionar el campo de colectores, es necesario establecer sus principales parámetros nominales de operación, los cuales corresponden a la potencia térmica que debe entregar el fluido térmico al proceso objetivo, la radiación de diseño, el múltiplo solar, las horas de almacenamiento térmico, y las temperatura de operación del fluido de trabajo. A continuación, se describen cada uno de estos parámetros.

Potencia térmica de diseño

Este parámetro de diseño corresponde a la potencia térmica que debe suministrar el campo termosolar al bloque de potencia bajo condiciones nominales de operación. Con este valor, en conjunto con la radiación de diseño y el múltiplo solar, se determina la superficie de apertura del campo de colectores.

Radiación de diseño

Corresponde a la magnitud de la radiación directa normal con la cual se diseña el campo solar en condiciones nominales de operación. Con un valor de radiación elevado, la superficie de apertura del campo se reduce, y en el caso contrario, la superficie de apertura es mayor. Para definir este parámetro, existen dos métodos principales: como primera opción, la radiación de diseño puede establecerse considerando un percentil de la frecuencia acumulada de radiación directa normal para un año meteorológico típico, el cual está asociado a un valor de radiación específico; por otro lado, este parámetro puede definirse utilizando el valor de radiación directa normal del medio día donde ocurre el solsticio de verano, el cual corresponde al 21 de diciembre. Para este trabajo, la radiación de diseño se define en base al primer método.

Múltiplo solar

Corresponde a la razón de diseño entre la potencia térmica que es capaz de generar el campo solar, y la potencia térmica de diseño requerida. Un múltiplo solar igual a uno, indica que el campo de colectores, bajo condiciones nominales de radiación, es capaz de entregar exactamente la potencia térmica requerida por el bloque de conversión de potencia. Por otro lado, un múltiplo solar mayor a uno indica un sobredimensionamiento del área de apertura del campo solar con el cual se genera un excedente de energía térmica bajo condiciones de radiación cercanas a las de diseño. En el caso de implementarse un sistema de almacenamiento térmico, este último puede almacenar dicho excedente de energía, el cual puede ser suministrado al bloque de potencia durante la noche o cuando los niveles de radiación son reducidos. Por otro lado, cuando no se cuenta con un sistema de acumulación térmica, el sobredimensionamiento del campo permite que el suministro de energía térmica al bloque de potencia se acerque al valor nominal cuando la radiación es inferior al valor de diseño. A continuación, se indica la definición del múltiplo solar en términos de área:

$$SM = \frac{A_r}{A_n} \quad (3.1)$$

donde A_r es el área de apertura real del campo de colectores y A_n es el área nominal de este con la cual se entrega la potencia térmica exacta en condiciones nominales de diseño.

Sistema de almacenamiento térmico

La integración de un sistema de almacenamiento térmico a un campo termosolar de concentración, permite prolongar las horas de funcionamiento del bloque de potencia cuando los niveles de radiación solar son nulos o insuficientes. La capacidad de almacenamiento térmico usualmente se expresa en horas de almacenamiento, las cuales indican el número de horas adicionales que puede operar el ciclo de potencia cuando este sistema se encuentra en su capacidad de almacenamiento nominal. Para este estudio, se considera un sistema de almacenamiento directo constituido por un tanque de alta temperatura y un tanque de baja temperatura, donde el mecanismo de funcionamiento de este tipo de sistemas se explica a continuación: cuando la energía térmica generada por el campo solar excede la potencia térmica de diseño, un porcentaje del fluido de trabajo se dirige al tanque de alta temperatura; cuando el nivel de radiación es insuficiente, el fluido térmico contenido en este tanque es descargado y bombeado al bloque de potencia, retornando posteriormente con una menor temperatura al segundo tanque de almacenamiento. Durante el día, cuando los niveles de radiación superan el valor de diseño, el fluido térmico contenido en este último es bombeado al campo de colectores, reiniciando de esta forma el proceso descrito. Este tipo de sistemas recibe el nombre de sistemas de almacenamiento directo ya que, utilizan el mismo fluido de trabajo que opera en el campo solar y bloque de potencia.

Temperaturas de operación del aceite térmico

El aceite térmico opera en un rango de temperaturas delimitado por dos valores, donde uno de ellos corresponde a la temperatura con la cual ingresa al bloque de potencia o proceso objetivo, y el otro, corresponde a la temperatura con la que retorna al campo solar. En base a estas dos temperaturas, se determina el flujo másico de diseño del aceite térmico que debe circular por el campo de colectores. Cuando se cuenta con un sistema de almacenamiento directo, la temperatura del tanque caliente corresponde a la temperatura configurada del aceite a la salida del campo y la temperatura del tanque frío es equivalente a la temperatura de retorno configurada.

3.3. Campo solar evaluado en SAM

El programa System Advisor Model, SAM, es una plataforma computacional que permite evaluar el rendimiento energético y económico de tecnologías ligadas a la industria de generación eléctrica y de calor de proceso, las cuales se caracterizan por utilizar fuentes renovables de energía [27]. Para este trabajo de investigación, se emplea esta herramienta con el fin de evaluar la producción en régimen transiente de las diferentes estrategias de integración del campo solar considerado en este estudio.

3.3.1. Estrategias de control empleadas en SAM

El modelo físico del campo de colectores que emplea SAM, permite simular en régimen transiente la producción de potencia térmica generada por el campo solar utilizando el archivo de datos climáticos en base horaria de la zona, como temperatura ambiente y niveles de radiación. Como estas magnitudes varían en función de la hora del día y las estaciones del año, el modelo físico del sistema de colectores emplea una estrategia de control ideal del flujo másico del aceite térmico y la inclinación de los ensambles de colectores en función de dichas variaciones. La estrategia de control, en efecto, busca que la temperatura del fluido térmico a la salida del campo de colectores, $T_{htf,hot}$, se aproxime a la temperatura de diseño configurada, no sobrepasando en ningún caso dicho valor. Para ello, el programa emplea un algoritmo de cálculo iterativo que permite determinar el flujo másico de aceite térmico \dot{m}_{htf} que debe ingresar al sistema de colectores, flujo con el cual es posible acercarse a la temperatura nominal. No obstante, el valor calculado de flujo másico debe estar dentro del rango admisible que establece SAM, el cual se encuentra delimitado por una magnitud mínima $\dot{m}_{htf,mín}$ y máxima $\dot{m}_{htf,máx}$. Si el flujo másico determinado por el algoritmo cae por debajo del valor límite $\dot{m}_{htf,mín}$, lo cual puede ocurrir cuando el nivel de radiación es menor al valor de diseño, se realiza nuevamente el cálculo de la temperatura $T_{htf,hot}$ considerando este valor mínimo. En el caso opuesto, cuando el algoritmo arroja un flujo másico superior al valor máximo $\dot{m}_{htf,máx}$, lo cual ocurre cuando los niveles de radiación exceden el valor nominal de DNI, se evalúa el $\dot{m}_{htf,máx}$ dentro del algoritmo aplicando adicionalmente otra estrategia de control, que representa teóricamente el desenfoco de los colectores. Con este método, la temperatura del aceite térmico a la salida del campo se limita al valor de diseño.

3.3.2. Caso de estudio y validación

Los modelos físicos desarrollados por SAM han sido validados por los mismos colaboradores de NREL (*National Renewable Energy Laboratory*), quienes han realizado diferentes casos de estudio en los cuales se han comparado datos de producción de plantas CSP reales con datos obtenidos a partir de simulaciones programadas en SAM. Para el modelo físico del sistema de colectores cilindro parabólico, se encuentra el caso de estudio de la unidad Andasol-1 (España) el cual se llevó a cabo en el año 2013. Andasol-1, cuya capacidad nominal es de 50 MW, es la primera central termosolar que implementa la tecnología de colectores cilindro parabólico a nivel comercial en Europa, y la primera en este tipo a nivel mundial en incorporar un sistema de almacenamiento térmico [28]. Para este caso de estudio, los resultados fueron los siguientes: respecto a la producción anual de energía eléctrica, el valor determinado por SAM fue de 174,51 GWh, mientras que, el valor reportado por la planta correspondía a 179,10 GWh, habiendo una diferencia del 2,6 %; respecto al factor de capacidad, SAM arrojó un valor del 40,20 %, mientras que, el valor real era equivalente a 41,50 %, donde el error asociado para este parámetro fue de 1,3 % [28]. El bajo porcentaje de error obtenido de este caso de estudio, en efecto, es lo que ha permitido validar el modelo físico desarrollado por NREL para simular el comportamiento de un campo termosolar compuesto por colectores cilindro parabólicos en régimen transiente.

3.3.3. Condiciones nominales de operación

La integración del campo solar de concentración a la central de ciclo binario se realiza bajo una evaluación paramétrica, donde se proponen diferentes condiciones nominales de operación para este sistema de colección solar. Dicha evaluación, considera magnitudes diferentes de 5 principales parámetros de diseño asociados a este último, los cuales corresponden a la potencia térmica entregada por el campo solar, el múltiplo solar, las horas de almacenamiento térmico y la temperatura de salida y retorno del fluido de trabajo. La tabla 3.1 presenta las magnitudes utilizadas para cada uno de estos parámetros. A partir de la combinatoria de estas magnitudes, se generan 4.620 estrategias de integración del campo de colectores al sistema geotérmico de referencia.

Tabla 3.1: Valores de parámetros de diseño del campo solar.

Parámetro	Intervalo	Paso
Potencia térmica [MWt]	30 – 60	10
Múltiplo solar [-]	1,0 – 3,0	0,2
Horas de almacenamiento [hr]	0 – 12	2
Temperatura de salida del fluido térmico [°C]	370 – 390	10
Temperatura de retorno del fluido térmico [°C]	200 – 240	10

La radiación de diseño considerada es 1.100 W/m^2 , cuyo percentil corresponde al 85 %. Con este valor en particular, el campo de colectores posee un tamaño mayor con respecto al tamaño que tendría el campo al considerar la máxima radiación registrada, la cual se acerca a 1.200 W/m^2 ; no obstante, con esta magnitud se logra obtener un mayor potencial energético

cuando las condiciones de radiación son reducidas, que es lo que ocurre específicamente en los meses de invierno y parte de los meses de verano a causa del invierno altiplánico en la zona de estudio. A continuación, la figura 3.4 muestra la distribución de probabilidad y la densidad acumulada de la radiación directa normal para un año meteorológico típico en el sector de de Pampa Apacheta, donde se indica la radiación de diseño seleccionada y su respectivo percentil.

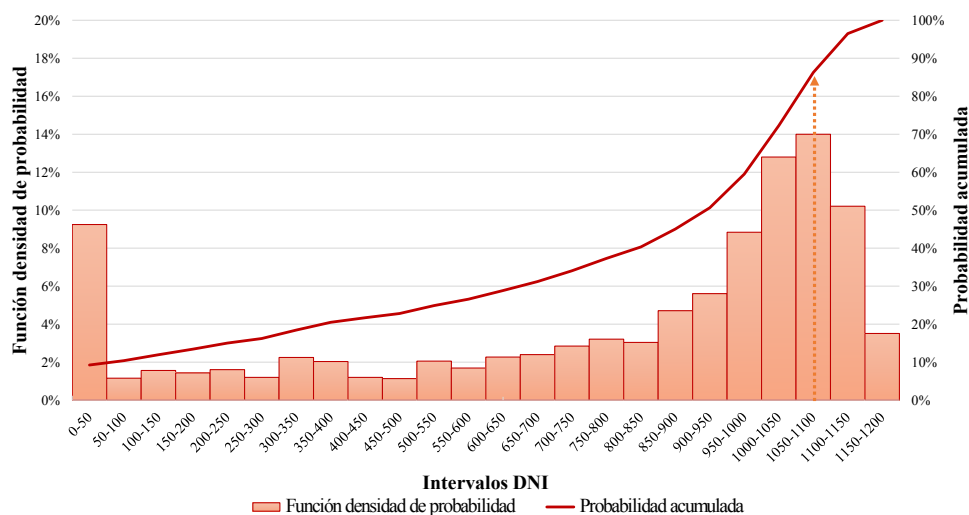


Figura 3.4: Distribución de probabilidad y probabilidad acumulada de la radiación directa normal para un año meteorológico típico en la zona de estudio.

El diseño del colector y receptor considerados en este estudio corresponden a los modelos Euro Trough ET150 y Schott PTR-70, respectivamente, los cuales son los modelos empleados en el trabajo de Starke et al. [29]. El fluido de trabajo considerado es el aceite sintético Therminol VP-1 que corresponde al fluido térmico empleado igualmente en [29]. Este aceite térmico admite una temperatura máxima de operación de 400°C , valor que es superior a las magnitudes definidas en la tabla 3.1. La orientación y configuración del campo solar, como se menciona anteriormente, corresponden a la orientación N-S y configuración de alimentación central, respectivamente. Los otros parámetros del campo solar considerados se presentan en el apéndice A.

Capítulo 4

Modelo de integración

El modelo híbrido geotérmico-solar propuesto en este trabajo de investigación tiene el objetivo de aumentar la potencia eléctrica de la central geotérmica basada en el funcionamiento de Cerro Pabellón, a través de la integración de un segundo bloque de potencia que utiliza el fluido geotermal y el recurso solar para la generación de trabajo útil. Para llevar a cabo la evaluación de este sistema, se proponen diferentes estrategias de integración del campo solar que da lugar a múltiples casos de estudio. A lo largo de este capítulo, cada estrategia de integración del campo de colectores al sistema geotérmico de ciclo binario se reconoce como *configuración híbrida*.

4.1. Configuraciones híbridas

La propuesta de hibridación del ciclo orgánico descrito en el capítulo 2 se lleva a cabo considerando los siguientes criterios de diseño.

1. La evaluación realizada considera una unidad de 24 MWe como caso base para realizar el proceso de integración del recurso solar.
2. Dicha integración se implementa bajo la premisa de no afectar las condiciones de operación del ciclo orgánico existente.
3. La propuesta de integración se restringe a condiciones de operación que reducen el riesgo de precipitación de sílice en el fluido geotérmico.
4. Los equipos asociados a la hibridación del ciclo de potencia se consideran adiabáticos y se desprecian las pérdidas de carga.

En base a lo anterior, la integración del campo termosolar tiene por objetivo generar trabajo útil adicional a partir de la salmuera procedente del separador SC101, donde, dependiendo de la potencia térmica suministrada por el campo de colectores, se distinguen dos configuraciones principales del modelo híbrido. La nomenclatura utilizada para cada configuración es la siguiente:

- **CH01**: configuración híbrida que opera bajo una potencia térmica nominal de 30 y 40

MWt, cuya denominación es respectivamente CH01-30 y CH01-40.

- **CH02:** configuración híbrida que opera bajo una potencia térmica nominal de 50 y 60 MWt, cuya denominación es respectivamente CH02-50 y CH02-60.

Adicionalmente, cada configuración híbrida con una potencia térmica particular asociada al campo solar, posee 15 estrategias adicionales de integración, las cuales difieren en las temperaturas nominales de operación del aceite térmico Therminol VP-1. Esto implica que en total se analizan 60 configuraciones correspondientes al modelo híbrido bajo un análisis estacionario.

4.1.1. Configuración híbrida CH01

Esta configuración integra al circuito tres intercambiadores de calor abastecidos térmicamente por el aceite sintético Therminol VP-1 procedente del campo solar. La nomenclatura utilizada para denominar dichos equipos es la siguiente: IC101, IC102 e IC103, donde los procesos llevados a cabo son respectivamente precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento. Además, esta configuración integra un segundo separador SC102, la turbina T101, el generador eléctrico G101, la bomba B104 y el sistema de condensación AC101.

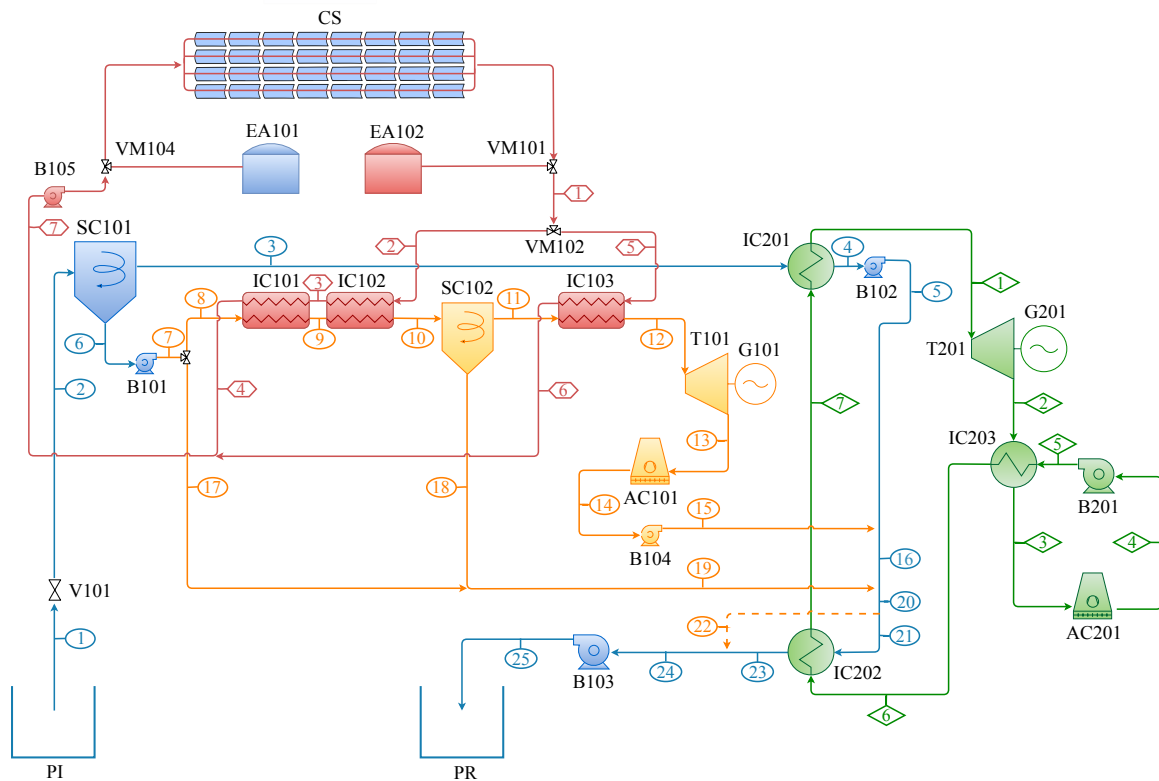


Figura 4.1: Esquema de configuración híbrida CH01-30

La configuración CH01-30 se presenta en la figura 4.1, en la cual pueden observarse dos nuevos circuitos que se integran al esquema de la figura 2.4, donde uno de ellos corresponde

al nuevo ciclo de potencia, el cual se referencia como ciclo geotérmico-solar, y el otro, corresponde al mecanismo de operación del campo solar. Como puede apreciarse, el color verde utilizado sigue representado al ciclo orgánico de potencia; respecto al color azul, este representa los flujos y equipos asociados al fluido geotérmico que no se ve afectado directamente por la hibridación; el color rojo por otro lado corresponde al campo solar y, el naranja, hace referencia al nuevo ciclo de potencia que utiliza como fluido de trabajo la salmuera proveniente del separador SC101. Además, es importante destacar que las líneas continuas indican el flujo másico de los fluidos en condiciones nominales, y las líneas punteadas son trayectorias alternativas.

En la figura 4.1, los estados del (1) al (5) no se ven alterados por la integración, por lo que en ellos no hay variaciones de flujo másico, presión ni temperatura. En efecto, los cambios se observan a partir del estado (6): la salmuera posterior al separador ciclónico SC101 es bombeada por el equipo B101, dirigiéndose a los intercambiadores dispuestos en serie IC101 e IC102. En el primero, la salmuera se precalienta hasta llegar al estado de líquido saturado (9), ingresando posteriormente al evaporador IC102 donde un porcentaje de ella se evapora. El fluido bifásico resultante (10), ingresa al separador SC102, donde el flujo másico de vapor saturado que se segrega de la salmuera es enviado al sobrecalentador IC103 (11). En (12), el vapor sobrecalentado ingresa a la turbina T101, la cual se encuentra conectada al generador G101, llevándose a cabo el proceso de expansión. Posteriormente, en (13), el vapor expandido ingresa al sistema de condensación AC101, del que sale en condiciones de líquido saturado (14). La bomba B104 impulsa este último y lo lleva a la presión de operación del flujo másico (5), con el cual genera la mezcla en (16). En este último estado, el flujo resultante se mezcla con la salmuera proveniente de (17) y (18), restituyendo con ello el flujo másico de fluido geotérmico en (20). Este flujo, ingresa al precalentador orgánico IC202, donde transfiere parte de su energía térmica al isopentano correspondiente al ciclo orgánico. Finalmente, la salmuera es llevada a los pozos de reinyección PR. Para el caso de la configuración CH01-30, el flujo másico en (20) es producto de la mezcla entre (17) y (18) y para la configuración CH01-40, este corresponde directamente al flujo (18).

Con relación al aceite térmico proveniente del campo solar, este inicia su recorrido en el nuevo ciclo de potencia en (1). A partir de este punto el flujo másico divide su trayectoria en dos flujos: (2) y (5). En (2) el aceite térmico ingresa a IC102 donde disminuye su temperatura en el proceso de evaporación parcial de la salmuera. Consecutivamente, en (3), ingresa a IC101 donde se lleva a cabo el proceso de precalentamiento. Por otro lado, en (5), el flujo másico restante se dirige al sobrecalentador IC103 donde eleva la temperatura del vapor saturado. Posteriormente, los flujos másicos en (4) y (6) se mezclan y retornan al campo solar (7).

4.1.2. Configuración híbrida CH02

Al aumentar la potencia térmica del campo solar, incrementa la producción de vapor en el intercambiador IC102. Con ello, la baja temperatura del vapor condensado procedente del condensador AC101 tiene un mayor efecto en la mezcla con el flujo másico en (5). Adicionalmente, la menor producción de salmuera en (18), la cual posee una alta temperatura, no permite aumentar la temperatura del flujo másico procedente de (16), afectando con ello las condiciones de operación en el intercambiador IC202. Fundamentalmente, la reducción

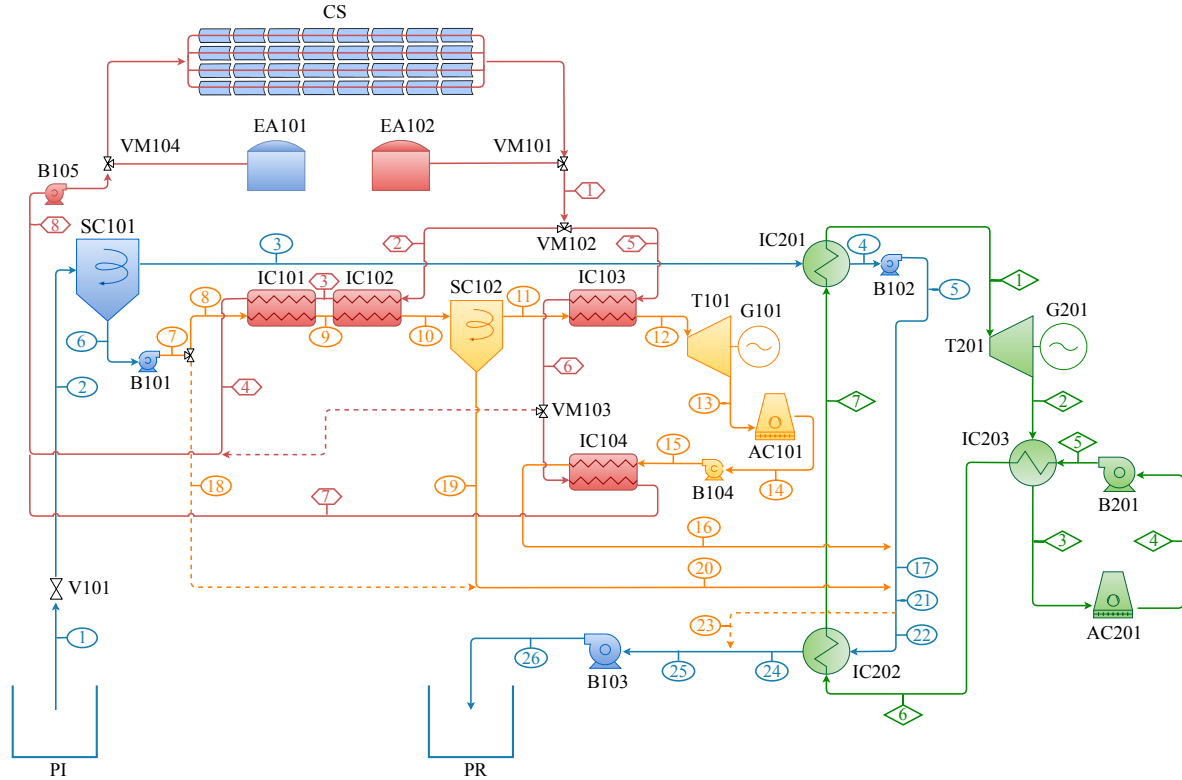


Figura 4.2: Esquema de configuración híbrida CH02.

de temperatura más importante ocurre a la salida del equipo IC202, lo cual se traduce en un mayor riesgo de precipitación de sílice en el proceso de reinyección de la salmuera. Estos resultados son obtenidos en condiciones estacionarias del modelo híbrido construido en EES cuando la potencia térmica del campo solar es igual o superior a 50 MWt. Por esta razón, se considera un equipo térmico adicional IC104, el cual precalienta el vapor condensado y subenfriado procedente del sistema AC101, como se puede observar en la figura 4.2. Con esto, la temperatura del flujo másico de salmuera al ingresar al precalentador IC102 se mantiene cercano al valor de diseño. Como puede observarse, al integrar un equipo adicional, la numeración de los estados a partir del estado (15) aumenta en una unidad.

4.2. Condiciones nominales de operación

El nuevo ciclo de potencia, el cual se reconoce como ciclo geotérmico-solar, opera bajo los siguientes parámetros de operación:

- Presión de operación del ciclo: 900 kPa.
- Presión de condensación: 19.95 kPa.
- Temperatura de vapor en (12): 352°C.
- Título de salmuera en (9): 0 %.

- Título de vapor expandido en (13): 97 %.
- Temperatura de reinyección: 92°C.

Las condiciones de operación recientemente expuestas, corresponden a las condiciones que permiten obtener trabajo útil adicional a partir de la salmuera geotérmica con las cuales no se alteran los parámetros de operación del ciclo orgánico. Dichas condiciones son invariantes frente a los parámetros operacionales del campo solar, los cuales fueron definidos en la sección 3.3.3. Esto último hace que las configuraciones híbridas que difieren en las temperaturas nominales de operación del aceite térmico, se distingan entre sí por adoptar diferentes valores de pinch point a la entrada y salida de los diferentes intercambiadores de calor que son parte del nuevo ciclo de potencia. Tales diferencias de temperatura, en conjunto con la incidencia de la potencia térmica suministrada por el campo solar, se evalúan a nivel exergético en el presente estudio.

Con relación a las eficiencias consideradas en los modelos matemáticos del ciclo geotérmico-solar, estas se exponen a continuación:

- Eficiencia isentrópica nominal de la turbina T101: 85 %.
- Eficiencia isentrópica de la bomba B104: 80 %.
- Eficiencia del generador eléctrico G101: 98 %.

Respecto al flujo másico de salmuera que ingresa al nuevo ciclo de potencia en la configuración CH01-30, este corresponde al 78 % del flujo en (6). Para las demás configuraciones, este porcentaje corresponde al 100 %.

4.3. Modelo en régimen estacionario

El análisis en régimen estacionario de las diferentes configuraciones híbridas se lleva a cabo en el programa Engineering Equation Solver, donde se aplican los principios termodinámicos expuestos en el capítulo 2 en conjunto con las condiciones de operación expuestas previamente. En base a este análisis, se busca evaluar las magnitudes principales asociadas a cada configuración, las cuales se definen en seguida.

4.3.1. Magnitudes principales

Potencia térmica

La potencia térmica que entrega el recurso solar al nuevo bloque de potencia se expresa como:

$$\dot{Q}_{htf} = \dot{m}_{htf}(h_{htf,in} - h_{htf,out}) \quad (4.1)$$

donde \dot{Q}_{htf} es la potencia térmica que entrega el aceite térmico al fluido geotermal; \dot{m}_{htf} es

el flujo másico de aceite térmico y $h_{htf,in}$ y $h_{htf,out}$ son las entalpías específicas a la entrada y salida del nuevo bloque de potencia, respectivamente.

Aporte exergético

El flujo de exergía que entrega el fluido térmico proveniente del campo solar se expresa a continuación:

$$\dot{X}_{input} = \dot{X}_{htf} = \dot{m}_{htf} [h_{htf,in} - h_{htf,out} - T_0 (s_{htf,in} - s_{htf,out})] \quad (4.2)$$

donde los subíndices htf, in y htf, out hacen referencia al ingreso al nuevo bloque de potencia y salida de este, respectivamente.

Destrucción de exergía

Para determinar la destrucción de exergía en cada componente asociado al nuevo bloque de potencia, se utilizan las ecuaciones 2.2, 2.4, y 2.5, en las cuales se identifica el flujo de exergía entregado, recuperado y destruido. Asimismo, para determinar la eficiencia exergética correspondiente al proceso evaluado, se emplea la ecuación 2.6.

Eficiencia de primera ley

En base a lo anterior, se define la eficiencia térmica asociada al nuevo ciclo de potencia:

$$\eta_{I,GSC} = \frac{\dot{W}_{GSC}}{\dot{Q}_{htf}} \quad (4.3)$$

donde \dot{W}_{GSC} corresponde a la potencia neta adicional que desarrolla el ciclo geotérmico-solar. Por tanto, la eficiencia térmica del sistema completo corresponde a:

$$\eta_{I,HYB} = \frac{\dot{W}_{ORC} + \dot{W}_{GSC}}{\dot{Q}_{geo} + \dot{Q}_{htf}} \quad (4.4)$$

Eficiencia de segunda ley

Para definir la eficiencia exergética del ciclo geotérmico-solar, se ocupa el mismo principio que en la definición utilizada en el sistema geotérmico expresada en la ecuación 2.9. En base a esto, la eficiencia de segunda ley correspondiente al nuevo ciclo de potencia se expresa como:

$$\eta_{II,GSC} = \frac{\dot{W}_{GSC}^*}{\dot{X}_{htf}} \quad (4.5)$$

Al considerar el sistema completo, la eficiencia de segunda ley asociada a este corresponde a:

$$\eta_{II, HYB} = \frac{\dot{W}_{ORC}^* + \dot{W}_{GSC}^*}{\dot{X}_{geo} + \dot{X}_{htf}} \quad (4.6)$$

4.3.2. Modelos matemáticos por componente

El nuevo ciclo de potencia se constituye por intercambiadores de calor, una turbina a vapor, un sistema de bombeo, un sistema de condensación y zonas de mezcla. El análisis por componente que se expone a continuación, considera el análisis de los dos primeros, en conjunto con los puntos de mezcla. Con relación a los modelos matemáticos de la bomba integrada y del sistema de condensación, estos corresponden a los modelos empleados en el capítulo 2, por lo que se omiten dentro de este análisis.

Intercambiadores de calor

Los equipos térmicos integrados al nuevo ciclo de generación son intercambiadores cerrados a contra-flujo, los cuales tienen el propósito de entregar la potencia térmica del aceite sintético al fluido geotermal. El esquema general de estos equipos se muestra en la figura 4.3.

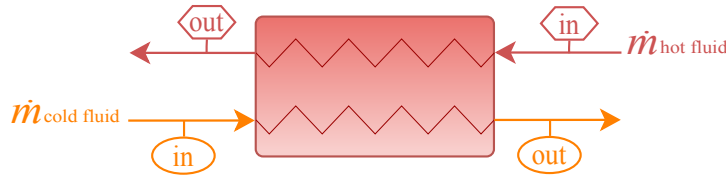


Figura 4.3: Esquema de intercambiador de calor cerrado y a contra-flujo.

Funcionamiento de dispositivos térmicos

En los equipos IC101 e IC102 se llevan a cabo los procesos de precalentamiento y evaporación parcial de la salmuera geotérmica, respectivamente. En el intercambiador IC103 se sobrecalienta el vapor geotérmico generado, antes de que este ingrese a la turbina. Con relación al equipo IC104, este tiene el propósito de aumentar la temperatura del fluido geotermal subenfriado que procede del sistema de condensación. Con relación a los dos primeros, estos se encuentran dispuestos en serie al igual que los equipos IC103 e IC104, como puede observarse en la figura 4.2. Respecto a la cantidad de aceite térmico que se dirige a los intercambiadores IC101 e IC102, esta es mayor a la cantidad que se dirige a los equipos restantes ya que el flujo másico de fluido geotermal con el que operan es mayor.

La cantidad de fluido térmico que ingresa al proceso de precalentamiento y evaporación se define como,

$$\dot{m}_{htf, f1} = f \cdot \dot{m}_{htf} \quad (4.7)$$

donde f corresponde a la fracción del flujo másico de aceite térmico procedente del campo solar que se dirige a los intercambiadores IC101 e IC102, el cual se representa por el término $\dot{m}_{htf, f1}$. Por ende, la cantidad de flujo másico que se dirige a los equipos IC103 e IC104 es:

$$\dot{m}_{htf, f2} = (1 - f) \cdot \dot{m}_{htf} \quad (4.8)$$

Para cada configuración, el valor de f varía de tal manera, que las condiciones de temperatura del vapor sobresaturado al ingreso de la turbina sea la misma en todos los casos de estudio, independiente de la potencia térmica que entregue el campo solar o de las temperaturas nominales del aceite térmico.

En condiciones nominales, se considera una constante de proporcionalidad entre el flujo másico de aceite térmico $\dot{m}_{htf, f1}$ y la salmuera $\dot{m}_{gb, in}$ que ingresan a los equipos IC101 e IC102, la cual se muestra a continuación,

$$K = \frac{\dot{m}_{gb, in}}{\dot{m}_{htf, f1}} \quad (4.9)$$

donde el valor de K para cada configuración, se utiliza posteriormente para controlar el flujo másico de salmuera que ingresa a estos equipos en función de las variaciones del flujo másico de aceite procedente del campo solar, en condiciones de carga parcial.

Dimensionamiento y efectividad

Para determinar el dimensionamiento de cada intercambiador de calor, se utiliza la siguiente expresión:

$$\dot{Q} = UA \cdot LMTD \quad (4.10)$$

donde \dot{Q} es la potencia térmica transferida, UA es el producto del coeficiente global de intercambio térmico U y el área de contacto A , y $LMTD$ es la diferencia logarítmica media de temperatura. Para un proceso de intercambio térmico a contra-flujo, el término $LMTD$ se expresa como:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4.11)$$

donde los valores de ΔT_1 y ΔT_2 son las diferencias de temperatura en los extremos del intercambiador de calor, tal como se indica a continuación:

$$\Delta T_1 = T_{hot, in} - T_{cold, out} \quad (4.12)$$

$$\Delta T_2 = T_{hot, out} - T_{cold, in} \quad (4.13)$$

Para determinar el área de cada intercambiador se utiliza un valor de referencia del coeficiente global de transferencia de calor U para un intercambio térmico entre aceite y agua, cuyo valor considerando estos fluidos varía entre 100 y 450 W/m²°C según la referencia [30]. Es importante destacar que este mismo procedimiento de dimensionamiento se lleva a cabo para determinar el área de intercambio del sistema de condensación, donde el coeficiente global U según la referencia [30], adopta un valor que varía entre 300 y 450 W/m²°C.

Para definir la efectividad de cada intercambiador, se utiliza la siguiente expresión:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{\text{Potencia térmica real transferida}}{\text{Potencia térmica máxima posible de transferir}} \quad (4.14)$$

donde $\dot{Q}_{\text{máx}}$ es la potencia térmica transferida con la cual, el fluido frío alcanza la temperatura de entrada del fluido caliente $T_{hot,in}$ o con la que el fluido caliente adquiere la temperatura de entrada del fluido frío $T_{cold,in}$. Esta condición corresponde al fluido con la menor capacidad calorífica $\dot{C}_{\text{mín}}$. En base a esto, la definición de $\dot{Q}_{\text{máx}}$ corresponde a

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = \dot{C}_{\text{mín}} \Delta T_{\text{máx}} = \dot{C}_{\text{mín}} (T_{hot,in} - T_{cold,in}) \quad (4.15)$$

donde la mínima capacidad calorífica se determina a través de

$$\dot{C}_{\text{mín}} = \min(\dot{C}_{hot}, \dot{C}_{cold}) = \min(C_{p,hot} \dot{m}_{hot}, C_{p,cold} \dot{m}_{cold}) \quad (4.16)$$

donde $C_{p,cold}$ y $C_{p,hot}$ corresponde al calor específico del fluido frío y caliente respectivamente. En términos generales, este valor se determina utilizando el promedio de las temperaturas de entrada y salida de cada fluido.

Asimismo, la efectividad de transferencia de calor ε para un proceso de intercambio térmico a contra flujo, puede determinarse a partir de:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1 - C_r \cdot e^{-NTU(1-C_r)}} \quad (4.17)$$

donde NTU corresponde a las unidades de transferencia asociadas al equipo térmico, concepto que se define como

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{\text{mín}}} \quad (4.18)$$

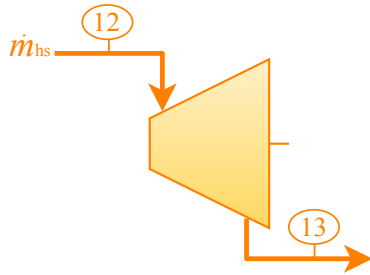
y C_r es el radio entre la capacidad calorífica mínima y máxima de los fluidos en cuestión, el cual se define como:

$$C_r = \frac{\dot{C}_{\text{mín}}}{\dot{C}_{\text{máx}}} = \frac{\text{mín}(\dot{C}_{\text{hot fluid}}, \dot{C}_{\text{cold fluid}})}{\text{máx}(\dot{C}_{\text{hot fluid}}, \dot{C}_{\text{cold fluid}})} \quad (4.19)$$

A modo de conclusión, con las ecuaciones planteadas es posible determinar dos parámetros relevantes para los cuatro equipos térmicos considerados en este trabajo: el valor de UA de diseño y la efectividad ε asociada a los mismos.

Turbina T101

En la turbina T101 es donde se lleva a cabo el nuevo proceso de expansión donde el fluido de trabajo corresponde a vapor geotérmico. Para determinar el trabajo útil desarrollado por este componente, se emplea la siguiente expresión:



$$\dot{W}_{GSC, mec} = \dot{m}_{sh} (h_{g, 12} - h_{g, 13}) \quad (4.20)$$

$$= \dot{m}_{sh} \eta_{t, s} (h_{g, 12} - h_{g, 13s}) \quad (4.21)$$

$$\dot{W}_{GSC, elec} = \eta_g \dot{W}_{GSC, mec} \quad (4.22)$$

donde $\dot{W}_{GSC, mec}$ es el trabajo mecánico desarrollado, $\dot{W}_{GSC, elec}$ es la potencia eléctrica generada, \dot{m}_{sh} es el flujo de vapor geotérmico que ingresa a la turbina, $\eta_{t, s}$ es la eficiencia isentrópica, η_g es la eficiencia del generador y $h_{g, 12}$ corresponde a la entalpía con la que ingresa el vapor sobrecalentado. Con relación a $h_{g, 13s}$, esta corresponde a la entalpía posterior a la expansión considerando un proceso isentrópico, mientras que $h_{g, 13}$ corresponde a la entalpía real posterior al proceso de expansión.

La presencia de líquido en el proceso de expansión, que es lo que ocurre en este nuevo ciclo de potencia, afecta de manera desfavorable la eficiencia isentrópica de la turbina $\eta_{t, s}$. Para cuantificar dicho efecto se ocupa la regla de Baumann, la cual establece que en promedio un 1 % de líquido puede provocar un 1 % de caída en el valor de $\eta_{t, s}$ [21]:

$$\eta_{t, s} = \eta_{t, d} \cdot \left[\frac{x_{g, 12} + x_{g, 13}}{2} \right] \quad (4.23)$$

donde $\eta_{t, d}$ es la eficiencia para un proceso de expansión seco la cual se considera constante e igual a 0.85. Luego, la entalpía específica $h_{g, 13}$ posterior al proceso de expansión considerando la presencia de humedad se expresa como:

$$h_{g, 13} = \frac{h_{g, 12} - A \cdot \left[1 - \frac{h_{l, sat}}{h_{s, sat} - h_{l, sat}} \right]}{1 + \frac{A}{h_{s, sat} - h_{l, sat}}} \quad (4.24)$$

donde los subíndices l, sat y s, sat corresponden a los estados de líquido y vapor saturado a la presión de condensación $P_{g,13}$. Respecto al factor A , este se define como [21]

$$A \equiv 0,425 [h_{g,12} - h_{g,13s}]$$

$$\equiv 0,425 \left[h_{g,12} - \left[h_{l,sat} + [h_{s,sat} - h_{l,sat}] \cdot \frac{s_{g,12} - s_{l,sat}}{s_{s,sat} - s_{l,sat}} \right] \right] \quad (4.25)$$

Respecto a los flujos exergéticos asociados a este proceso, estos se expresan a continuación:

$$\dot{X}_{R,T101} = \dot{m}_{sh} (h_{g,12} - h_{g,13}) \quad (4.26)$$

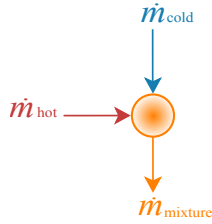
$$\dot{X}_{E,T101} = \dot{m}_{sh} (\psi_{g,12} - \psi_{g,13}) \quad (4.27)$$

$$\dot{X}_{D,T101} = T_0 (s_{g,13} - s_{g,12}) \quad (4.28)$$

Mezcla de fluidos

Como se puede observar en las figuras 4.1 y 4.2, las configuraciones CH01 y CH02 poseen puntos donde se mezclan flujos másicos de salmuera procedentes de diferentes componentes o procesos. Para determinar la entalpía de dicha mezcla, se emplea la siguiente expresión:

$$h_{mixture} = \frac{\dot{m}_{cold} \cdot h_{cold} + \dot{m}_{hot} \cdot h_{hot}}{\dot{m}_{cold} + \dot{m}_{hot}} \quad (4.29)$$



Con relación al balance exergético, este se expresa como:

$$\dot{X}_{R,CM_i} = \dot{m}_{cold} (\psi_{mixture} - \psi_{cold}) \quad (4.30)$$

$$\dot{X}_{E,CM_i} = \dot{m}_{hot} (\psi_{hot} - \psi_{mixture}) \quad (4.31)$$

$$\dot{X}_{D,CM_i} = \dot{X}_{D,CM_i} - \dot{X}_{R,CM_i} \quad (4.32)$$

donde los subíndices $cold$, hot y $mixture$ hacen referencia al fluido frío, al fluido caliente y a la mezcla de ambos, respectivamente. Con relación al subíndice CM_i , este hace referencia a un punto de mezcla i .

4.4. Modelo en régimen transiente

La integración de un nuevo bloque de generación eléctrica que utiliza el recurso solar para potenciar la energía térmica asociada al fluido geotermal, se ha de caracterizar por una producción variable e intermitente que se vincula directamente a la variabilidad de la radiación solar. Para evaluar este comportamiento fluctuante en el proceso de generación, se complementan los programas EES y SAM con el fin de simular el modelo híbrido en condiciones transientes para un año meteorológico típico. Con SAM en efecto, se obtienen datos horarios del flujo másico de aceite sintético, sus temperaturas de salida y retorno al campo solar y la potencia térmica suministrada, los cuales son datos de entrada en el programa EES donde se encuentra el módulo de cálculo. Este procesa dicha información y entrega resultados en condiciones cuasi-estáticas del modelo híbrido como, flujo másico de vapor producido, temperaturas, potencia eléctrica generada, entre otros.

4.4.1. Magnitudes principales

La simulación en régimen transiente del sistema híbrido busca evaluar el comportamiento de la producción anual de potencia bajo distintos escenarios de diseño asociado al campo de colectores. Para ello, se emplea la siguiente expresión con la cual se determina la producción anual asociada al ciclo geotérmico solar,

$$E_{anual} = \sum_{h=1}^{8760} kW_h \quad (4.33)$$

donde el término kW_h corresponde a la producción de potencia en la hora h .

Asimismo, para evaluar la incidencia de los parámetros de diseño como el múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico en la producción anual de cada configuración, se emplea el concepto de factor de capacidad. Este se define como el cociente entre la energía anual que genera el ciclo de potencia y la que produciría si estuviera trabajando las 8760 horas del año a su potencia nominal [24], tal como se expresa a continuación:

$$FC = \frac{\text{Energía anual}}{8760 \cdot \text{Potencia nominal}} \quad (4.34)$$

Para el caso del ciclo geotérmico-solar, el factor de capacidad corresponde a:

$$FC_{GSC} = \frac{E_{anual}}{8760 \cdot \dot{W}_{GSC}} \quad (4.35)$$

4.4.2. Módulo de cálculo

El código desarrollado en EES consta de sub-módulos dependientes entre sí que permiten llevar a cabo la simulación del modelo híbrido en condiciones cuasi-estáticas, donde, el proceso de cálculo comienza al ingresar los datos horarios que arroja la simulación del campo solar en SAM. Este módulo, toma en cuenta las siguientes consideraciones con relación al ciclo geotérmico de referencia:

1. Las condiciones de operación del fluido geotermal correspondiente a los estados del (1) al (6) se consideran constantes.
2. Los parámetros de operación del fluido binario como flujo másico, presiones y temperatura se mantienen constantes.
3. Con lo anterior, la estrategia de funcionamiento del nuevo ciclo de potencia se rige en base a mantener dichas condiciones.
4. No se consideran pérdidas de carga en los equipos y cañerías.
5. Todos los sub-sistemas son considerados adiabáticos.

El módulo construido en EES cuantifica los efectos de la variabilidad atribuible al recurso solar en el nuevo proceso de generación que utiliza fluido geotermal proveniente del separador IC101. Las consideraciones y supuestos establecidos para la operación de este nuevo bloque de potencia se presentan a continuación:

1. El nuevo proceso de generación de potencia se lleva a cabo cuando las condiciones de radiación o el sistema de almacenamiento térmico del campo solar lo permiten. En caso contrario, la salmuera en (6) se dirige directamente al intercambiador de calor orgánico IC202 donde el ciclo completo opera con el mecanismo original de funcionamiento.
2. La fracción de aceite térmico que se dirige a los equipos en serie IC101 e IC102 se ajusta de tal manera que favorezca el proceso de generación eléctrica.
3. La constante de proporcionalidad entre el flujo másico de aceite térmico y la salmuera que ingresan a los equipos IC101 e IC102 se mantiene en condiciones de carga parcial.
4. Se considera un *bypass* que permite regular el flujo másico de salmuera que ingresa al precalentador orgánico IC202 con el cual se mantienen las condiciones de operación del ciclo orgánico.
5. El flujo másico de aire en el sistema de condensación permite asegurar el estado de líquido saturado del fluido geotermal antes de su ingreso a la bomba B104.
6. La eficiencia isentrópica de la bomba B104, $\eta_{p,s}$ se mantiene constante.
7. La eficiencia isentrópica de la turbina, $\eta_{t,s}$, varía según el porcentaje de líquido en el vapor posterior al proceso de expansión, aplicando la regla de Baumann.

La metodología desarrollada permite evaluar la condición de carga parcial en los procesos de transferencia de calor en los equipos térmicos y expansión en la turbina, los cuales son descritos a continuación.

4.4.3. Proceso de intercambio térmico en carga parcial

La metodología de análisis de la transferencia de calor en condiciones dinámicas considera un proceso iterativo con el cual se determinan las temperaturas de los fluidos a la salida de cada equipo térmico, utilizando para ello la relación propuesta por Patnode [6]:

$$\frac{UA}{UA_{ref}} = \frac{\frac{1}{\dot{m}_{cold,ref}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{hot,ref}^{0,8}}}{\frac{1}{\dot{m}_{cold}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{hot}^{0,8}}} \quad (4.36)$$

donde UA es el producto del coeficiente global de intercambio térmico, U , y la superficie de contacto, A , en régimen transiente, UA_{ref} corresponde al valor de diseño de este producto para cada equipo térmico el cual es evaluado en condiciones nominales; $\dot{m}_{cold,ref}$ y $\dot{m}_{hot,ref}$ representan el flujo másico en condiciones nominales del fluido frío (referido al fluido geotermal en estado de salmuera o vapor) y caliente (referido al aceite térmico), respectivamente. Los flujos másicos que no poseen el sub-índice ref , corresponden a los valores de estos en condiciones de carga parcial.

La ecuación 4.36 se aplica para evaluar la transferencia de calor en los equipos IC102, IC103 e IC104 frente a fluctuaciones del flujo másico del aceite térmico. Respecto al precalentador IC101, se establece que el fluido geotermal que ingresa a este último absorbe la potencia térmica necesaria para salir en condición de líquido saturado¹.

Evaporación parcial

Como se detalló previamente, la constante de proporcionalidad entre el flujo másico de salmuera y aceite térmico que ingresan a los equipos IC101 e IC102 establecida en condiciones nominales, se mantiene en el régimen transiente. Dicha constante de proporcionalidad K en condiciones de carga parcial corresponde a

$$\frac{\dot{m}_{gb,in}}{\dot{m}_{htf,in}} = \frac{\dot{m}_{gb,in,ref}}{\dot{m}_{htf,in,ref}} = K \quad (4.37)$$

con lo cual, la ecuación 4.36 queda expresada como:

$$\begin{aligned} UA_{IC102} &= UA_{IC102,ref} \left(\frac{\dot{m}_{gb,in}}{\dot{m}_{gb,in,ref}} \right)^{0,8} \\ &= UA_{IC102,ref} \left(\frac{\dot{m}_{htf,in}}{\dot{m}_{htf,in,ref}} \right)^{0,8} \end{aligned} \quad (4.38)$$

¹Esta condición se estableció de igual forma en el trabajo realizado por Patnode [6] para el equipo térmico que antecede al evaporador del ciclo de potencia de la planta termosolar analizada.

El flujo másico de salmuera en condiciones de carga parcial se regula en base a esta constante de proporcionalidad y al flujo másico de aceite que ingresa al equipo térmico. No obstante, cuando esta relación exige un flujo de salmuera mayor al valor permitido, el cual corresponde al flujo másico de salmuera en (6) $\dot{m}_{g,6}$, entonces la ecuación se expresa como:

$$UA_{IC102} = UA_{IC102,ref} \left(\frac{\frac{1}{\dot{m}_{gb,in,ref}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{htf,in,ref}^{0,8}}}{\frac{1}{\dot{m}_{g,6}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{htf,in}^{0,8}}} \right) \quad (4.39)$$

En conjunto con el cálculo de UA , es necesario determinar la capacitancia térmica mínima \dot{C}_{\min} dentro del proceso de evaporación. Este valor en efecto, corresponde al aceite térmico que entrega su energía sensible al fluido geotermal, ya que, este último al iniciar el proceso de cambio de fase a la temperatura de saturación, se considera que su capacidad térmica es infinita [31],

$$\dot{C}_{\min} = \dot{m}_{htf,in} C_{p,prom} \quad (4.40)$$

$$C_{p,prom} = C_p(Therminol, T = T_{htf,prom}) \quad (4.41)$$

$$T_{htf,prom} = \frac{T_{htf,in} + T_{htf,out}}{2} \quad (4.42)$$

con ello, las unidades de transferencia NTU , la efectividad del intercambio térmico ε y la potencia térmica transferida \dot{Q} se expresan como

$$NTU = \frac{UA}{\dot{C}_{\min}} \quad (4.43)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (4.44)$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = \varepsilon \dot{C}_{\min} (T_{htf,in} - T_{gb,in}) \quad (4.45)$$

donde se determina a través de un proceso iterativo, la temperatura de salida del aceite térmico $T_{htf,out}$ y el título de vapor del fluido geotermal x_{out} posterior al proceso de evaporación parcial empleando las siguientes ecuaciones,

$$\dot{Q} = \dot{m}_{htf,in} (\bar{h}(Therminol, T = T_{htf,in}) - \bar{h}(Therminol, T = T_{htf,out})) \quad (4.46)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gb,in} (\bar{h}(\text{Water}, P = P_{sat}, x = x_{out}) - \bar{h}(\text{Water}, P = P_{sat}, x = x_{in})) \quad (4.47)$$

siendo $T_{gb,in}$ la temperatura de saturación de la salmuera al ingresar al evaporador cuyo valor es conocido; P_{sat} es la presión a la cual se encuentra el flujo de salmuera y x_{in} es el título de vapor a la entrada del evaporador que corresponde a $x = 0$.

Proceso de sobrecalentamiento

En régimen transiente, el proceso de sobrecalentamiento que se lleva a cabo en el equipo IC103 depende del flujo másico de aceite térmico que hace ingreso a este último y, el flujo másico de vapor generado en el evaporador IC102. A diferencia del proceso descrito anteriormente, en este no se considera una constante de proporcionalidad que relaciona ambos flujos másicos en carga parcial, con lo cual, es posible utilizar directamente la ecuación 4.36

$$UA_{IC103} = UA_{IC103,ref} \left(\frac{\frac{1}{\dot{m}_{sh,ref}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{htf,in,ref}^{0,8}}}{\frac{1}{\dot{m}_{sh}^{0,8}} + \frac{1}{\dot{m}_{htf,in}^{0,8}}} \right) \quad (4.48)$$

donde es importante recalcar que el flujo másico de aceite que ingresa a IC103 $\dot{m}_{htf,in}$ es un valor reducido en comparación al que ingresa a los equipos en serie IC101 e IC102. Respecto al \dot{m}_{sh} , este corresponde al flujo másico de vapor generado en el proceso de evaporación a partir del fluido geotermal.

Con relación al procedimiento iterativo de cálculo para el proceso de sobrecalentamiento, las ecuaciones utilizadas son las mismas que en el proceso de evaporación, sin embargo, la definición de la efectividad en este caso depende de los parámetros NTU y C_r , los cuales se definen respectivamente en la ecuación 4.18 y la ecuación 4.19.

Este procedimiento es análogo al cálculo iterativo para el proceso de precalentamiento del vapor geotermal condensado que se lleva a cabo en el equipo IC104.

4.4.4. Proceso de expansión en carga parcial

Para modelar el proceso de expansión en la turbina en carga parcial, se utiliza la relación propuesta por Stodola y Lowenstein [32] la cual relaciona el flujo másico de vapor y presiones de entrada y salida en condiciones nominales y fuera de ellas. Dicha relación se expresa a continuación,

$$P_{out} = \sqrt{P_{in}^2 - \left(\frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{ref}} \right)^2 (P_{in,ref}^2 - P_{out,ref}^2)} \quad (4.49)$$

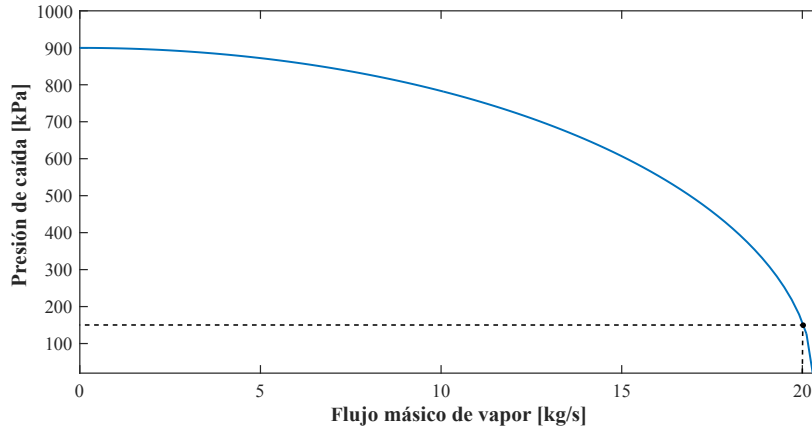


Figura 4.4: Presión de caída de la turbina en función del flujo másico de vapor que ingresa. Caso CH02-60.

donde, P_{in} y P_{out} corresponden a la presión de entrada y salida de la turbina, respectivamente, mientras que \dot{m}_{in} es el flujo másico de vapor que ingresa a esta, siendo estos tres parámetros evaluados en régimen transiente. Los parámetros de presión y flujo másico que poseen el subíndice *ref* corresponden a los valores de diseño.

Como en la simulación en carga parcial de la turbina se considera que la presión de entrada P_{in} es invariante, el comportamiento de la presión de caída o, presión de condensación P_{out} queda en función únicamente del flujo másico de vapor que ingresa a esta. La figura 4.4 muestra el comportamiento de la presión de condensación en función del flujo másico de vapor que ingresa a la turbina para la configuración CH02-60. En esta figura se puede apreciar que una pequeña reducción del flujo másico de vapor puede aumentar significativamente la presión de caída de este equipo. Esto último, en efecto, genera una producción de trabajo útil menor. Por esta razón, el sub-módulo de cálculo que evalúa el proceso de expansión, estima la fracción f definida en la ecuación 4.7 de manera que la producción de vapor geotermal se acerque al valor nominal bajo condiciones de carga parcial.

4.5. Evaluación económica

La evaluación económica de las configuraciones híbridas consta de dos partes: en primer lugar, se realiza una estimación de costos de los nuevos componentes asociados al ciclo geotérmico solar, utilizando para ello el método de correlaciones de costos. Esta metodología permite por un lado, estimar el costo asociado al nuevo bloque de potencia considerando las diferentes condiciones de operación propuestas para el campo de colectores, y por otro, permite realizar un análisis térmico-económico en el cual se relaciona la eficiencia exergética de los nuevos intercambiadores de calor y su costo de adquisición. Asimismo, la segunda parte consiste en estimar el costo nivelado de energía, LCOE, asociado a las diferentes estrategias de integración propuestas.

4.5.1. Correlaciones de costos por adquisición de componentes

Para determinar los costos asociados a la adquisición de los componentes del nuevo bloque de potencia, se utilizan las correlaciones planteadas y valores utilizados en el trabajo de Astolfi [33], quien implementa la metodología de cálculo de costos sugerida por Turton [34]. Esta última presenta un método de estimación de costos para equipos industriales como turbinas, bombas, intercambiadores de calor, ventiladores, entre otros, y cuya estimación depende de tres principales parámetros: tipo de dispositivo, condiciones de operación y materiales de construcción.

La metodología propone que la correlación de costos se representa en la forma logarítmica tal como se expresa a continuación:

$$\log_{10}(C_p^0) = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 [\log_{10}(A)]^2 \quad (4.50)$$

donde C_p^0 es el costo de adquisición para un componente operando a presión ambiente y cuyo material de construcción es acero al carbono, $k_{1,2,3}$ son constantes asociadas al tipo de dispositivo y A es la capacidad o tamaño del componente. Para el caso de los intercambiadores de calor, este parámetro corresponde a la superficie de intercambio en m^2 ; para la turbina, bomba, generador y caja de engranajes, este corresponde a la potencia (kW); por último, para el caso de los ventiladores, dicho parámetro es el flujo volumétrico de aire.

Cuando las condiciones de operación difieren de las condiciones mencionadas, se considera el factor de corrección F_{BM} para determinar el costo de adquisición real del componente, tal como se expresa a continuación:

$$C_{BM} = F_{BM} \cdot C_P^0 \quad (4.51)$$

donde C_{BM} corresponde al costo real de adquisición del dispositivo evaluado. Respecto al factor F_{BM} , este se expresa como sigue:

$$F_{BM} = B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P \quad (4.52)$$

donde $B_{1,2}$ son factores de corrección en función del tipo de dispositivo, F_M es el factor de corrección en función del material y F_P es el factor de corrección que depende de la presión de operación P . Este último factor se define de la siguiente manera:

$$\log_{10}(F_P) = C_1 + C_2 \log_{10}(P) + C_3 [\log_{10}(P)] \quad (4.53)$$

donde $C_{1,2,3}$ son constantes asociadas al tipo de componente. En el caso particular de los intercambiadores de calor y sistema de bombeo, este factor se ocupa directamente en la ecuación 4.51 de la siguiente forma:

$$C_{BM} = C_P^0 \cdot (1 + F_P) \quad (4.54)$$

Los intercambiadores de calor considerados para la estimación de costos son los intercambiadores de carcasa y tubos, cuyos coeficientes K_i y C_i se detallan en la tabla 4.1. Respecto al rango de validez de dichos coeficientes, este varía entre 25 a 5.000 m^2 de superficie de intercambio térmico.

Tabla 4.1: Coeficientes intercambiador de carcasa y tubos.

Coeficientes para C_P^0	K_1	5,10496720	ecuación 4.50
	K_3	-0,37366325	
	K_3	0,18991667	
Coeficientes para F_P	C_1	-3,35099	ecuación 4.53
	C_2	1,915216	
	C_3	-0,28169	

Con relación a la turbina, se estima el costo de adquisición de una turbina axial utilizando los coeficientes que se muestran en la tabla 4.2. El rango de validez de estos involucra a turbinas cuya potencia generada puede variar entre los 7,5kW a 10 MW. Conforme es descrito en las secciones a seguir, la configuración del modelo híbrido CH02-60 genera aproximadamente 2,4 MW adicionales a este valor máximo, excedente que se considera admisible para poder llevar a cabo los cálculos de costos de la turbina en este trabajo de investigación.

Tabla 4.2: Coeficientes de costo turbina axial.

Coeficientes para C_{BM}	K_1	4,65209	ecuación 4.51
	K_2	0,13348	
	K_3	0,08996	
	F_{BM}	1	

Los coeficientes utilizados para la estimación de costos del sistema de bombeo se muestran en la tabla 4.3. Considerando estos valores, se determina el costo real del equipo utilizando la ecuación 4.54. El rango de validez de dichos coeficientes varía entre 1 kW a 1 MW.

Tabla 4.3: Coeficientes de costo bomba.

Coeficientes para C_P^0	K_1	3,985497	ecuación 4.50
	K_3	0,000294	
	K_3	0,143086	
Coeficientes para F_P	C_1	-3,86967	ecuación 4.53
	C_2	2,953313	
	C_3	-0,76214	

La estimación de costos del condensador que utiliza aire como fluido de trabajo, se realiza utilizando los coeficientes que se especifican en la tabla 4.4. El rango de validez de estos comprende condensadores cuya área de intercambio varía entre 10 a 1.000 m^2 .

Tabla 4.4: Coeficientes de costos de condensador de aire.

Coeficientes para C_P^0	K_1	4,150806	ecuación 4.50
	K_3	0,234145	
	K_3	0,049692	
Coeficientes para F_{BM}	B_1	-0,96	ecuación 4.52
	B_2	1,21	
	F_M	1	

Los coeficientes de costo por ventilador de aire (componente integral del sistema de condensación) se detallan en la tabla 4.5. Cabe mencionar que el rango de validez de los valores expuestos comprende a un ventilador cuyo flujo volumétrico de aire admisible varía de 0,06 a 100 m^3/s . El resultado de costo a partir de la ecuación 4.51 ha de multiplicarse por el número total de ventiladores requeridos, donde, para determinar este valor, es necesario dividir el flujo volumétrico de aire en condiciones de diseño en el sistema de condensación para cada configuración, por 100 m^3/s , que es el valor de diseño establecido para cada ventilador.

Tabla 4.5: Coeficientes de costo ventiladores

Coeficientes para C_{BM}	K_1	3,987619	ecuación 4.51
	K_2	0,396461	
	K_3	0,109338	
	F_{BM}	1	

Por último, los costos asociados al generador y caja de engranajes se obtienen utilizando los factores que se indican en la tabla 4.6.

Tabla 4.6: Coeficiente costos de generador y sistema de engranes.

	Generador	Sistema de engranajes	
Coeficientes para C_{BM}	K_1	4,105466	3,707701
	K_2	0,057044	0,056923
	K_3	0,079664	0,079684
	F_{BM}	1	1

Con lo anterior, el costo total asociado a la adquisición de los principales componentes del nuevo ciclo de potencia se representa en la siguiente sumatoria,

$$\sum C_{BM_{comp}} = \text{Costo total de adquisición de equipos} \quad (4.55)$$

donde falta aún considerar el costo asociado al balance del nuevo bloque de potencia (balance of plant). Este considera los gastos de instalación de equipos, cañerías, sistemas de control y medición, entre varios otros. Para determinar dicho valor, se considera como supuesto que este corresponde a un 15% del costo total de adquisición de equipos tal como lo considera Astolfi en su trabajo [33]. De esta forma, se obtiene el costo neto asociado al nuevo bloque de potencia.

Es importante destacar que este costo neto estimado utiliza las correlaciones y coeficientes empleados en un trabajo de investigación realizado en el año 2013. Para traer el cálculo de la estimación realizada a valor presente, se utiliza la siguiente ecuación:

$$C_{BM,2018} = C_{BM,2013} \frac{CEPCI_{2018}}{CEPCI_{2013}} \quad (4.56)$$

donde $CEPCI$ representa el índice de costo para plantas químicas (Chemical Plant Cost Index) en el año estimado. En efecto, para el año 2013 este valor fue 567,3 y para el 2018, el promedio anual fue 603,1 [35].

4.5.2. Costo nivelado de energía eléctrica

El costo nivelado de energía o LCOE, es un parámetro económico que relaciona la producción eléctrica de una central de potencia con sus costos fijos y variables, ambos evaluados dentro de su respectivo periodo de vida útil. Con esta métrica, es posible comparar los costos de generar una unidad de potencia (MWh) asociados a diferentes tecnologías de generación, las cuales pueden utilizar tanto fuentes convencionales como renovables de energía. La definición de este parámetro económico se presenta a continuación,

$$LCOE = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^n \left(\frac{A_t}{(1+i)^t} \right)}{\sum_{t=1}^n \left(\frac{M_{t,el}}{(1+i)^t} \right)} \quad (4.57)$$

donde, I_0 es la inversión inicial de la planta que involucra costos directos e indirectos, A_t y $M_{t,el}$ corresponden respectivamente a los costos O&M (de operación y mantención) y a la producción eléctrica relativos a un año t , considerando un periodo de vida útil n de la central. Respecto a i , esta corresponde a la tasa de descuento asociada a la rentabilidad esperada para inversiones de riesgo equivalente.

En el contexto de este trabajo, se determina el costo nivelado de energía de las diferentes estrategias de integración del campo solar a la central geotérmica de referencia. Por lo cual, las variables descritas en el párrafo anterior corresponden a los costos fijos y variables de la instalación del campo de colectores y del nuevo bloque de potencia, A_t y I_0 , y la producción eléctrica adicional que se genera a partir de este, $M_{t,el}$.

Estimación LCOE

Para determinar el LCOE de cada una de las estrategias de integración propuestas, se considera un periodo de evaluación de 30 años, y una tasa de descuento del 5% conforme es sugerido por Lilliestam [36]. Respecto a los costos de la instalación del nuevo bloque de potencia, estos se obtienen a partir de la metodología planteada en la sección anterior. Por último, para la estimación de costos del campo solar de concentración, se utilizan los datos

económicos que se emplean en los trabajos de Starke et al. [29] y Aly et al. [37], los cuales se detallan en la tabla 4.7.

Tabla 4.7: Parámetros de costos asociados al campo solar.

Ítem	Valor	Unidad (\$=USD)
Costos directos		
Mejores de sitio	9.8	$\$/m^2$
Campo solar	100	$\$/m^2$
Fluido de trabajo (HTF)	41	$\$/m^2$
Sistema de almacenamiento térmico	26	$\$/kWh_t$
Contingencia	7	% de subtotal
Costos indirectos		
Costo por terreno	-	$\$/acre$
EPC & Owner Costs	%	% de costos directos
Costos por operación y mantenimiento		
Costos fijos	70	$\$/kW - yr$
Costos variables	3	$\$/MWh$

Capítulo 5

Resultados y Discusión

En el presente capítulo se exponen los resultados obtenidos de la simulación realizada en régimen estacionario y transiente de las diferentes configuraciones híbridas propuestas. Los resultados obtenidos en régimen estacionario conciernen el dimensionamiento del campo de colectores, el dimensionamiento de los intercambiadores de calor correspondientes al nuevo bloque de potencia GSC, el análisis térmico y exergético en condiciones nominales de las diferentes configuraciones híbridas, la evaluación de costos por adquisición de componentes y el análisis térmico-económico en el cual se relaciona la eficiencia de segunda ley asociada a los nuevos intercambiadores de calor y, el costo de adquisición asociado a los mismos. Por otro lado, los resultados obtenidos en régimen transiente conciernen la producción en base horaria de las diferentes estrategias de integración, donde se evalúa la incidencia de los parámetros como el múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico en la producción anual del ciclo geotérmico-solar. Adicionalmente, se evalúa el comportamiento del factor de capacidad de este nuevo ciclo en función de estos dos parámetros. Por último, se exponen los resultados del LCOE obtenidos para los distintos casos de estudio. Los resultados complementarios a los que se exponen en esta sección se detallan en el apéndice B.

5.1. Régimen estacionario

5.1.1. Dimensionamiento de campo de colectores

El área de apertura del campo de colectores depende directamente de la potencia térmica que suministra y el múltiplo solar asociado. A continuación, se presenta la tabla 5.1 con los valores de área de apertura del campo de colectores cilindro parabólico en función de estos dos parámetros. Adicionalmente, se presenta la tabla 5.2 donde se exponen los valores de capacidad de almacenamiento térmico en MWt-hr en función de la potencia térmica generada por el campo de colectores y las horas de almacenamiento. Cabe destacar que las temperaturas nominales de operación del aceite Therminol VP-1 no inciden en las magnitudes del área de apertura ni capacidad de almacenamiento térmico. Los valores expuestos en estas tablas corresponden a los valores entregados por el programa SAM, los cuales fueron utilizados para

estimar el costo nivelado de energía de las diferentes estrategias de integración.

Tabla 5.1: Área de apertura del campo de colectores en función de la potencia térmica y múltiplo solar.

Área de apertura [m ²]		Potencia térmica [MWt]			
		30	40	50	60
Múltiplo Solar	1,0	39.240	52.320	62.130	75.210
	1,2	45.780	62.130	75.210	91.569
	1,4	52.320	71.940	88.290	104.640
	1,6	62.130	81.750	101.370	120.990
	1,8	68.670	91.560	114.450	134.070
	2,0	75.210	101.370	124.260	150.420
	2,2	85.020	111.180	137.340	166.770
	2,4	91.560	120.990	150.420	179.850
	2,6	98.100	130.800	163.500	196.200
	2,8	104.640	140.610	176.580	209.280
	3,0	114.450	150.420	186.390	225.630

Tabla 5.2: Capacidad de almacenamiento térmico en función de la potencia térmica del campo solar y las horas de almacenamiento.

Capacidad de almacenamiento térmico [MWt-hr]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Potencia térmica [MWt]	30	0	60	120	180	240	300	360
	40	0	80	160	240	320	400	480
	50	0	100	200	300	400	500	600
	60	0	120	240	360	480	600	720

5.1.2. Dimensionamiento de intercambiadores de calor

Los dispositivos al interior del ciclo geotérmico-solar que permiten transferir la energía térmica generada por el campo de colectores corresponden a los intercambiadores de calor IC101, IC102, IC103 e IC104, donde cabe destacar que los dos primeros a lo largo de este análisis se consideran como un solo equipo térmico. El dimensionamiento de estos componentes se realizó en base a los principios expuestos en el capítulo 4 donde se empleó el valor del coeficiente global de transferencia de calor $U=250 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, el cual corresponde a un valor intermedio entre el rango establecido en la referencia [30]. En la evaluación realizada, los parámetros que incidieron en el dimensionamiento de cada uno de los intercambiadores de calor fueron las temperaturas nominales de operación del aceite sintético y la potencia térmica suministrada por el campo solar. A continuación, se presenta la superficie de intercambio térmico asociada al equipo IC101-IC102, el cual corresponde al intercambiador con mayor tamaño en relación a los demás intercambiadores de calor. Respecto a los tamaños de los equipos IC103 e IC104, estos se presentan en el apéndice B.

Tabla 5.3: Área de intercambio térmico para el equipo IC101-IC102 en función de las temperaturas nominales de operación del aceite térmico y la potencia térmica del campo de colectores.

Área de intercambio térmico [m^2]		Potencia térmica [MWt]			
		30	40	50	60
Temperaturas nominales de operación [°C]	$T_h = 390, T_c = 200$	1.078	1.438	1.741	2.046
	$T_h = 390, T_c = 210$	984	1.313	1.586	1.862
	$T_h = 390, T_c = 220$	912	1.216	1.468	1.721
	$T_h = 390, T_c = 230$	853	1.137	1.372	1.608
	$T_h = 390, T_c = 240$	805	1.073	1.293	1.515
	$T_h = 380, T_c = 200$	1.116	1.488	1.802	2.118
	$T_h = 380, T_c = 210$	1.018	1.356	1.639	1.924
	$T_h = 380, T_c = 220$	941	1.255	1.515	1.776
	$T_h = 380, T_c = 230$	880	1.173	1.415	1.658
	$T_h = 380, T_c = 240$	830	1.105	1.332	1.560
	$T_h = 370, T_c = 200$	1.156	1.543	1.867	2.195
	$T_h = 370, T_c = 210$	1.053	1.404	1.696	1.991
	$T_h = 370, T_c = 220$	973	1.297	1.566	1.835
	$T_h = 370, T_c = 230$	909	1.211	1.461	1.712
$T_h = 370, T_c = 240$	856	1.140	1.374	1.609	

A partir de los datos expuestos en la tabla 5.1, se construye la figura 5.1 donde se muestra el comportamiento del tamaño del dispositivo IC101-IC102 en función de las temperaturas T_h y T_c asociadas al aceite térmico para la configuración cuya potencia térmica del campo solar corresponde a 60 MWt. Como puede observarse de esta, el tamaño del intercambiador de calor incrementa cuando las temperaturas nominales de operación T_h y T_c disminuyen, comportamiento que se repite para las demás configuraciones que varían en la potencia térmica suministrada por el campo de colectores. Los valores presentados del área de intercambio térmico corresponden a los valores utilizados para la estimación de costos del intercambiador IC101-IC102. Las áreas de intercambio de los otros equipos que se utilizaron para determinar su respectivo costo de adquisición se detallan en el apéndice B.

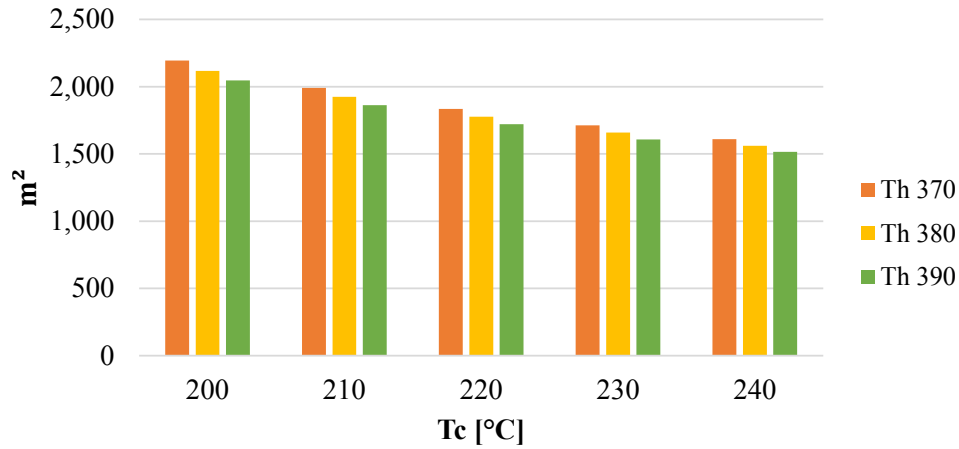


Figura 5.1: Área de intercambio térmico del equipo IC101-IC102 en función de las temperaturas de operación del aceite térmico para la configuración CH02-60.

5.1.3. Análisis térmico

Para todas las estrategias de integración propuestas, independientemente de la potencia entregada por el campo solar y de las temperaturas nominales de operación del aceite térmico, se configuraron las mismas temperaturas de sobrecalentamiento del vapor geotermal y la temperatura de retorno de la salmuera al término del ciclo completo, como se detalla en el capítulo 4. Con ello, se observa un comportamiento análogo entre las distintas propuestas en lo que respecta a los estados termodinámicos definidos en función de la temperatura, presión, entalpía y entropía. Para apreciar el comportamiento del nuevo ciclo de generación en base a estos últimos, se construye el diagrama T-s, considerando específicamente la configuración de CH01-60.

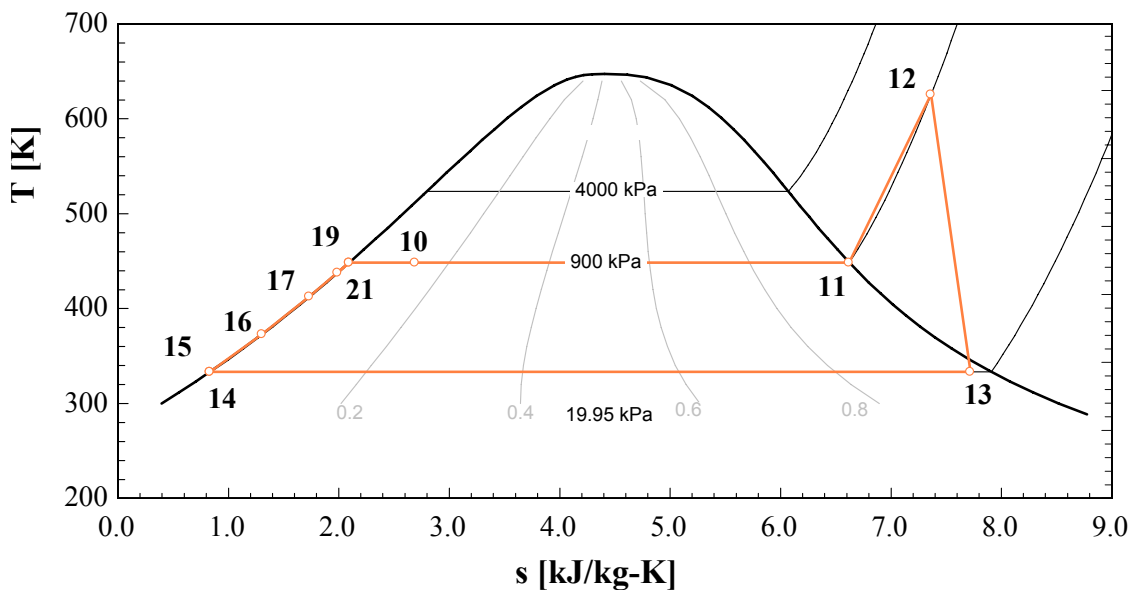


Figura 5.2: Diagrama T-s para el ciclo de potencia de la configuración CH01-60.

En la figura 5.2 pueden observarse los estados termodinámicos del ciclo geotérmico-solar cuya numeración coincide con la utilizada en la figura 4.2. Como es posible apreciar, el diagrama inicia con el estado **10**, el cual hace referencia al fluido bifásico a la salida del evaporador IC101-IC102. El vapor generado que se separa de la salmuera posterior al separador SC102, se encuentra en estado de vapor saturado como lo indica el estado **11**. Consecutivamente, este se sobrecalienta hasta alcanzar la temperatura configurada de 352 °C en **12**, estado con el cual ingresa a la turbina de vapor. El proceso de expansión termina en el estado **13** con un porcentaje de líquido cercano al 3%. Respecto al estado **21**, este es con el cual la salmuera ingresa al precalentador orgánico IC202 (este estado corresponde al estado **20** para la configuración CH01). Como se menciona anteriormente, los estados **11**, **12**, **13** y **21** son los mismos para todas las configuraciones propuestas.

El flujo másico adicional de vapor y la potencia neta generada por el ciclo geotérmico-solar en función de la potencia térmica nominal del campo solar, se muestran en la tabla 5.4, donde se observa que la producción de vapor a partir de la salmuera geotérmica y la generación eléctrica, tienen un crecimiento gradual al aumentar la magnitud de la potencia térmica suministrada. En promedio, el flujo másico de vapor generado aumenta 3,44 kg/s con un incremento de 10 MWt en la potencia térmica asociada al campo de colectores; respecto a la generación eléctrica, este incremento es en promedio 1.984 kWe por cada 10 MWt adicionales. Con esto, se establece un indicador del aumento de la generación eléctrica para este modelo híbrido por cada MWt adicional suministrado igual a 198 kWe/MWt.

Tabla 5.4: Principales resultados en función de la potencia térmica entregada por el campo solar.

Parámetro	30 MWt	40 MWt	50 MWt	60 MWt
Producción de vapor, kg/s	10,01	13,46	16,89	20,32
Potencia neta generada - ciclo solar, kWe	5.789	7.784	9.765	11.750
Eficiencia térmica ciclo solar, %	19,30	19,46	19,53	19,58
Potencia neta generada - ciclo híbrido, kWe	29.567	31.562	33.543	35.528
Eficiencia térmica del ciclo híbrido, %	17,73	17,86	17,97	18,06

Respecto a la eficiencia térmica asociada al ciclo GSC, esta tiene un leve incremento al aumentar la potencia térmica del campo de colectores, donde el máximo valor corresponde a 19,58% para un ciclo de potencia que recibe 60 MWt. El valor de la eficiencia como puede apreciarse, es reducido en comparación a los valores que corresponden a centrales termosolares, cuya eficiencia oscila entorno al 35% [38]. En efecto, la razón de este reducido valor puede explicarse por las restricciones que posee el sistema híbrido, las cuales, se basan en operar bajo condiciones que restringen el riesgo de precipitación de sílice, y que permiten conservar los parámetros de operación del ciclo orgánico. Respecto a la eficiencia global del modelo híbrido, puede observarse que el máximo valor es igual a 18,06% para una configuración cuyo campo solar entrega 60 MWt, valor que es 0,67% mayor a la eficiencia térmica del ciclo orgánico de referencia la cual corresponde a $\eta_{I,ORC} = 17,39\%$.

5.1.4. Análisis exerético

A diferencia de la eficiencia térmica o eficiencia de primera ley, la eficiencia exerética permite evaluar la calidad de los distintos procesos que se llevan a cabo en el nuevo ciclo de potencia. A continuación, se muestran los resultados obtenidos referente al análisis exerético realizado en régimen estacionario.

Ciclo geotérmico-solar

El comportamiento de la eficiencia exerética del nuevo ciclo de potencia en función de la potencia térmica que entrega el campo de colectores, puede observarse en la figura 5.3, donde se consideran las configuraciones cuyas temperaturas de operación del aceite térmico son iguales a $T_h=370\text{ }^\circ\text{C}$ y $T_c=200\text{ }^\circ$. Como puede observarse, el incremento de la eficiencia exerética es igualmente reducido que en el caso de la eficiencia térmica al incrementar la potencia del campo solar, donde el máximo valor igual a 40,82% coincide para la máxima potencia térmica que entrega este último (60 MWt).

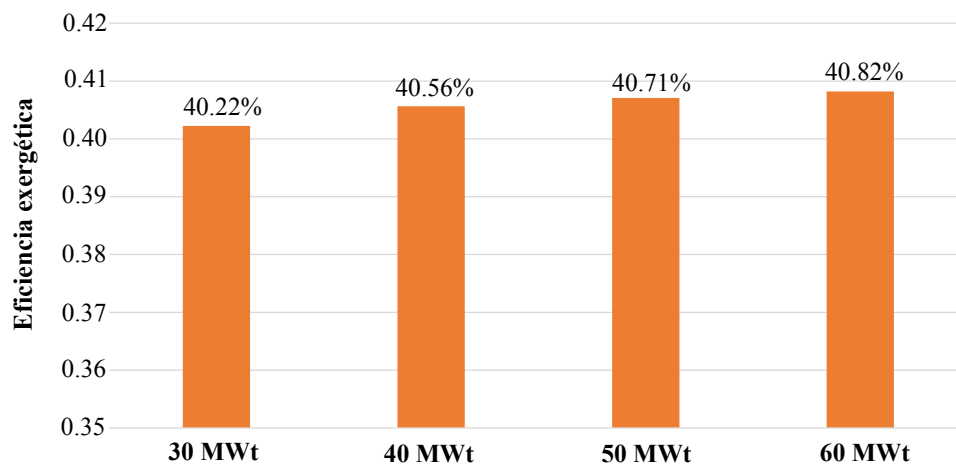


Figura 5.3: Eficiencia exerética del ciclo solar en función de la potencia térmica entregada por el campo solar.

Según la visión adoptada en este trabajo, el flujo exerético aportado por el aceite térmico se distribuye en tres flujos principales: \dot{X}_{output} , \dot{X}_{dest} y \dot{X}_{loss} , donde el primero corresponde al trabajo útil desarrollado por el nuevo ciclo, el segundo es la exerégia neta que se destruye en este, y el último, corresponde al flujo exerético que se libera en el proceso de condensación. La figura 5.4 muestra la distribución de estos flujos para la configuración CH02-60 cuyas temperaturas de operación del aceite térmico son $T_h = 370$ y $T_c = 200\text{ }^\circ\text{C}$. En este esquema se observa que hay un alto porcentaje de exerégia destruida, la cual abarca cerca del 33% de la exerégia aportada por el fluido térmico. Adicionalmente, se observa un alto porcentaje de exerégia que se libera en el proceso de condensación, lo que corresponde a un valor próximo al 26%.

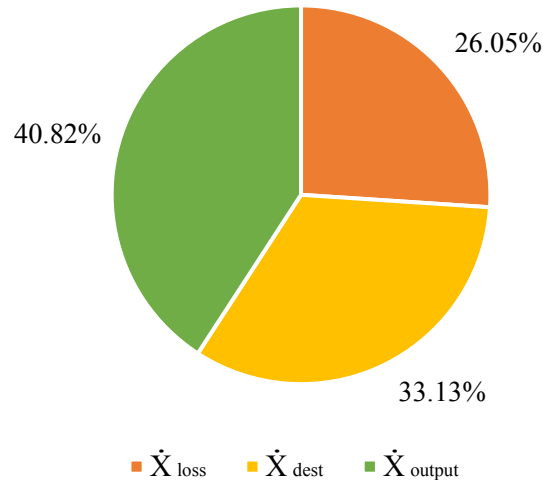


Figura 5.4: Distribución del flujo exergético para la configuración CH02-60, con $T_h = 370$ y $T_c = 200$ °C.

La distribución de exergía destruida en cada componente que comprende el nuevo bloque de potencia considerando esta misma configuración híbrida (CH02-60), se representa en la figura 5.5. Como puede apreciarse de esta, el intercambiador con mayor destrucción de exergía corresponde al equipo IC101-IC102. Este abarca el 60 % de la exergía que se destruye, donde, su tamaño y la diferencia finita entre ambos fluidos de trabajo generan que la mayor destrucción se concentre en él.

En efecto, la incidencia de las temperaturas nominales de operación del aceite térmico radica fundamentalmente en la destrucción de exergía que ocurre en los nuevos intercambiadores de calor, los cuales abarcan el 72 % de la exergía destruida para la configuración CH02-60, y cuyo valor es análogo para las demás configuraciones que difieren en la potencia térmica del campo solar. En la figura 5.6, se muestra el comportamiento de la eficiencia exergética del ciclo geotérmico- solar en función de las temperaturas caliente y fría del fluido térmico para la configuración CH01-30, siendo equivalente dicho comportamiento para las demás configuraciones.

La figura 5.6 muestra que, la eficiencia exergética del ciclo de potencia integrado disminuye a medida que la temperatura caliente del aceite, T_h , aumenta, y que al disminuir la temperatura de retorno T_c , el valor de aquella es mayor. Con ello, el valor máximo de la eficiencia de segunda ley corresponde a la configuración cuyas temperaturas del aceite térmico son $T_c=200$ °C y $T_h=370$ °C, y el mínimo valor, corresponde a la configuración con temperaturas iguales a $T_c=240$ °C y $T_h=390$ °C. Esto se fundamenta en que, en el primer caso, la diferencia de temperatura entre los fluidos de trabajo al ingresar y salir de los intercambiadores de calor, disminuye, con lo cual se acerca a un proceso reversible, ocurriendo lo opuesto para el último caso, donde se tienen las diferencias de temperaturas de mayor magnitud. El acercarse a un proceso reversible significa que se está aminorando la destrucción de exergía o trabajo útil, lo cual incrementa la eficiencia exergética del proceso en cuestión.

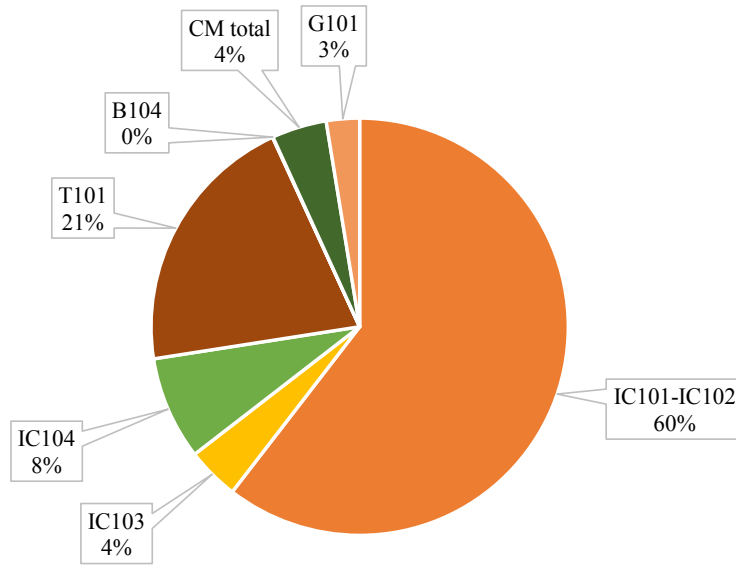


Figura 5.5: Distribución de flujo exergético destruido por cada componente del ciclo geotérmico-solar para la configuración CH02-60, con $T_h = 370$ y $T_c = 200$ °C.

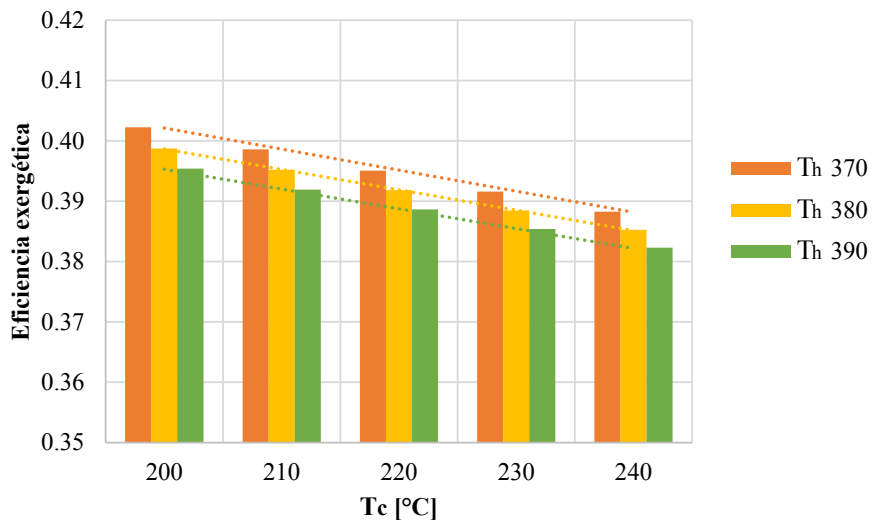


Figura 5.6: Eficiencia exergética del ciclo solar en función de las temperaturas de operación del aceite térmico.

Sistema híbrido

La eficiencia exergética del sistema híbrido, el cual reúne el ciclo orgánico y geotérmico-solar, experimenta un comportamiento diferente al aumentar la potencia térmica del campo de colectores frente al comportamiento de la eficiencia asociada al ciclo geotérmico-solar. A continuación, la figura 5.7 representa ambas tendencias, donde puede observarse que, a medida que la eficiencia exergética del ciclo GSC aumenta, la eficiencia de segunda ley del sistema híbrido tiende a disminuir. Esta última tendencia se atribuiría a que, con el incremento de la potencia térmica suministrada, el nivel de destrucción de exergía $\dot{X}_{dest,net}$ es mayor con relación al trabajo útil que se está aportando al sistema original, el cual mantiene sus condiciones nominales de operación.

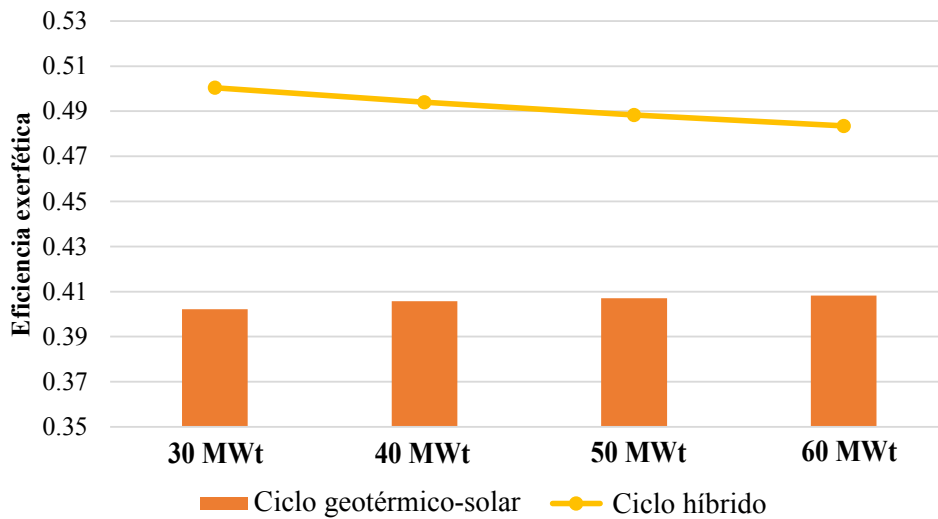


Figura 5.7: Eficiencia exergética del ciclo solar e híbrido para una temperatura de operación del aceite térmico igual a $T_c=200$ °C y $T_h=370$ °C.

Respecto a la incidencia de las temperaturas nominales del aceite térmico, se observa el mismo comportamiento que en el ciclo geotérmico-solar donde se produce un aumento de la eficiencia exergética a medida que la temperatura caliente y la temperatura de retorno disminuyen. Dicho comportamiento se obtiene para todas las configuraciones que difieren en la potencia térmica del campo. A continuación, la figura 5.8 muestra la variación de la eficiencia exergética del sistema híbrido al variar las temperaturas de operación del aceite solar para la configuración CH01-30. De esta, se puede observar que las variaciones de la eficiencia de segunda ley son reducidas, donde, la diferencia entre el mínimo y máximo valor corresponde a un 0,6 % aproximadamente. La reducida incidencia de los parámetros T_h y T_c en el sistema completo se explicaría por la atenuación que generan los procesos asociados al ciclo orgánico, el cual corresponde en todos los casos al ciclo con mayor preponderancia en el proceso de generación eléctrica.

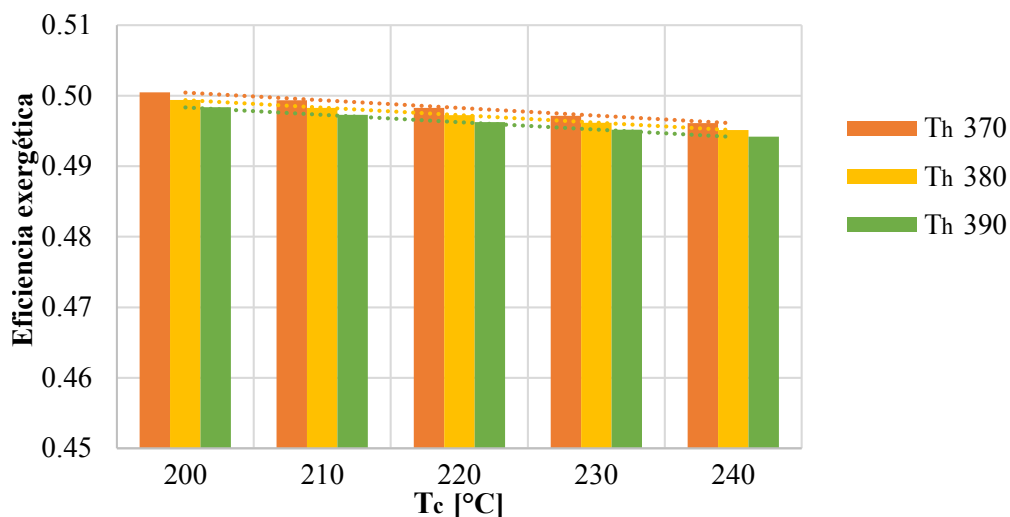


Figura 5.8: Eficiencia exergetica del ciclo híbrido en función de las temperaturas de operación del aceite térmico.

5.1.5. Análisis de riesgo de precipitación de sílice

La construcción del ciclo geotérmico-solar consideró el análisis de riesgo de precipitación de sílice con el fin de que las distintas propuestas de integración del campo solar generaran condiciones de temperatura y concentración que limitaran este riesgo. En principio, en el nuevo bloque de potencia (el cual no interfiere en los parámetros operacionales del ciclo ORC), el estado que podría haber presentado mayor riesgo de precipitación de sílice corresponde al estado posterior al proceso de evaporación parcial de la salmuera, el estado (10), donde esta última a causa de dicho proceso experimenta un aumento de concentración de sílice; no obstante, se determinó que el radio crítico asociado a este estado para las cuatro principales configuraciones híbridas no supera el 0,6 de vulnerabilidad (considerando que, con un radio crítico igual a 1 ocurre precipitación), donde, los resultados de $R_{crit,(10)}$ son los siguientes para estas cuatro configuraciones: 0,524 para la configuración CH01-30, 0,526 para la configuración CH01-40, 0,539 para la configuración CH02-50 y 0,553 para la configuración CH02-60. Estos valores en efecto, confirman que las condiciones de operación establecidas limitan el riesgo de precipitación de este mineral al interior del ciclo geotérmico solar.

5.1.6. Estimación de costos del bloque de potencia

La estimación de costos por adquisición de componentes correspondientes al ciclo geotérmico-solar, incluyendo el costo referente al balance de instalación del mismo, se realizó para las 60 configuraciones que surgieron de la combinatoria entre la potencia térmica del campo solar y las temperaturas nominales de operación del aceite térmico. A continuación, la tabla 5.5 muestra el costo estimado utilizando la metodología explicada en la sección 4.5.1, para el bloque de potencia asociado a cada configuración. Como puede observarse de esta última, para una misma potencia térmica, se producen variaciones en el costo neto al considerar distintas temperaturas de operación para el aceite térmico, lo cual se vincula directamente al tamaño

de los intercambiadores de calor. Respecto al costo del bloque de potencia según la potencia térmica entregada por el campo solar, se puede apreciar su aumento con el incremento de este último parámetro. La figura 5.9 representa este comportamiento para las configuraciones híbridas cuya temperatura alta de operación del aceite térmico corresponde a $T_h=390^\circ\text{C}$.

Tabla 5.5: Estimación de costos del bloque de potencia en MMUS\$.

Costo [MMUS\$]		Potencia térmica y área de apertura asociada			
		30 MWt 39.240 m ²	40 MWt 52.320 m ²	50 MWt 62.130 m ²	60 MWt 75.210 m ²
Temperaturas nominales de operación [°C]	$T_h = 390, T_c = 200$	8,28	10,73	12,88	15,20
	$T_h = 390, T_c = 210$	8,20	10,62	12,78	15,09
	$T_h = 390, T_c = 220$	8,14	10,54	12,71	15,01
	$T_h = 390, T_c = 230$	8,09	10,48	12,66	14,94
	$T_h = 390, T_c = 240$	8,05	10,43	12,61	14,89
	$T_h = 380, T_c = 200$	8,34	10,81	12,94	15,27
	$T_h = 380, T_c = 210$	8,25	10,69	12,85	15,16
	$T_h = 380, T_c = 220$	8,18	10,60	12,77	15,07
	$T_h = 380, T_c = 230$	8,13	10,53	12,71	15,00
	$T_h = 380, T_c = 240$	8,09	10,48	12,66	14,94
	$T_h = 370, T_c = 200$	8,43	10,93	13,04	15,37
	$T_h = 370, T_c = 210$	8,32	10,79	12,94	15,25
	$T_h = 370, T_c = 220$	8,24	10,68	12,85	15,16
	$T_h = 370, T_c = 230$	8,18	10,60	12,78	15,08
	$T_h = 370, T_c = 240$	8,14	10,54	12,73	15,02

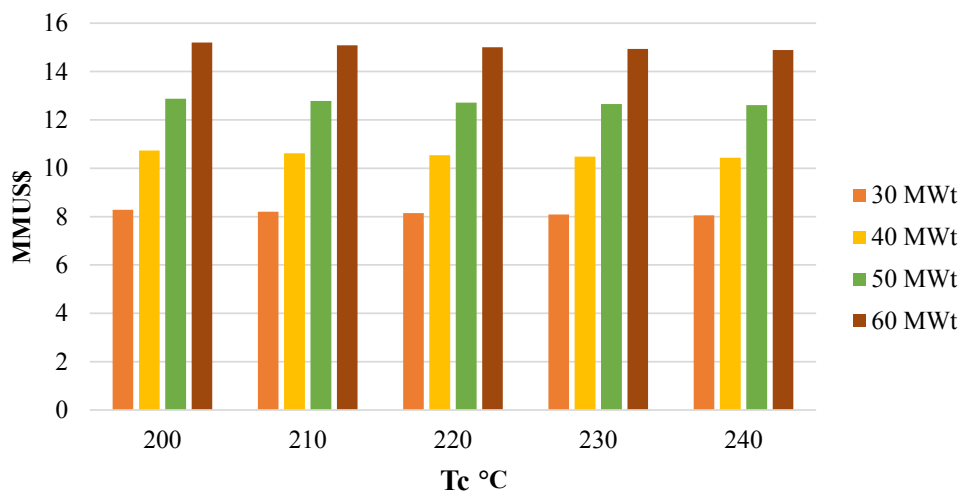


Figura 5.9: Estimación de costos del ciclo GSC en función de la potencia y temperatura de retorno del aceite térmico, considerando una temperatura $T_h = 390^\circ\text{C}$.

5.1.7. Análisis térmico-económico

A través de este análisis se relacionaron dos parámetros correspondientes a los nuevos intercambiadores de calor: la eficiencia exergética y el costo de adquisición asociados a estos equipos. Para mostrar el comportamiento de estas variables, se presenta el caso de la configuración CH01-30 considerando las diferentes temperaturas de operación del aceite térmico. Esta configuración en particular, posee dos intercambiadores de calor, el equipo IC101-IC102 y el equipo IC103, donde el primero corresponde al intercambiador de mayor tamaño dentro del nuevo ciclo de potencia (GSC). A continuación, la figura 5.10 muestra el comportamiento del costo de adquisición del evaporador IC101-IC102 y su eficiencia de segunda ley asociada.

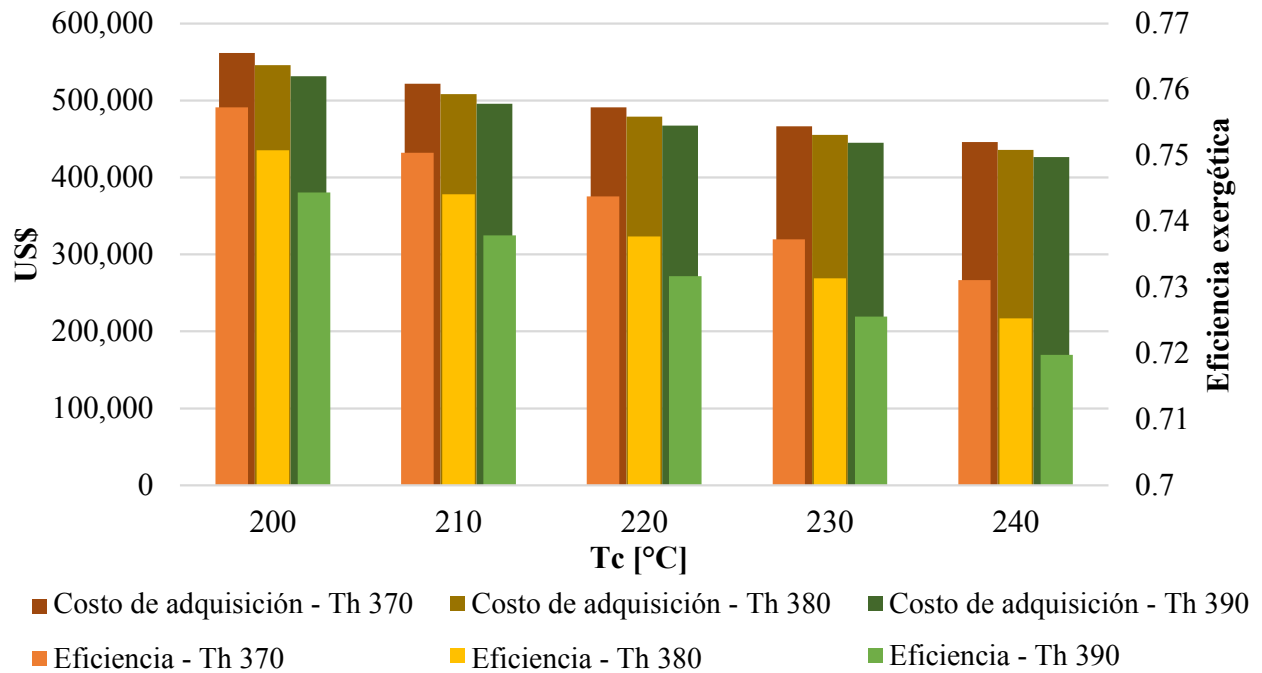


Figura 5.10: Eficiencia exergética y costo de adquisición del equipo IC101-IC102 en función de las temperaturas nominales de operación del aceite térmico.

En la figura 5.10 puede observarse que, la eficiencia exergética del intercambiador considerado puede aumentar de un 72 % a un 76 % aproximadamente, lo cual implica un aumento en el costo de adquisición cercano al 32 %. Precisamente, la mayor eficiencia exergética estimada corresponde al equipo térmico de mayor costo, cuyas temperaturas de operación del aceite térmico corresponden a 370 y 200 °C. Respecto al equipo de menor costo de adquisición, este corresponde al intercambiador que opera con temperaturas del aceite térmico iguales a 390 y 240 °C, las que reducen la eficiencia exergética del ciclo al generar mayor destrucción de exergía.

Respecto al equipo IC103, se observa el mismo comportamiento resultante del intercambiador IC101-IC102 tal como puede observarse de la figura 5.11. De esta, se desprende que el aumento de la eficiencia exergética del proceso de sobrecalentamiento desde un 90 % a un 94 % al comparar los equipos con menor y mayor eficiencia exergética, respectivamente,

genera como consecuencia un 75 % de aumento en el costo de inversión para la adquisición de este componente.

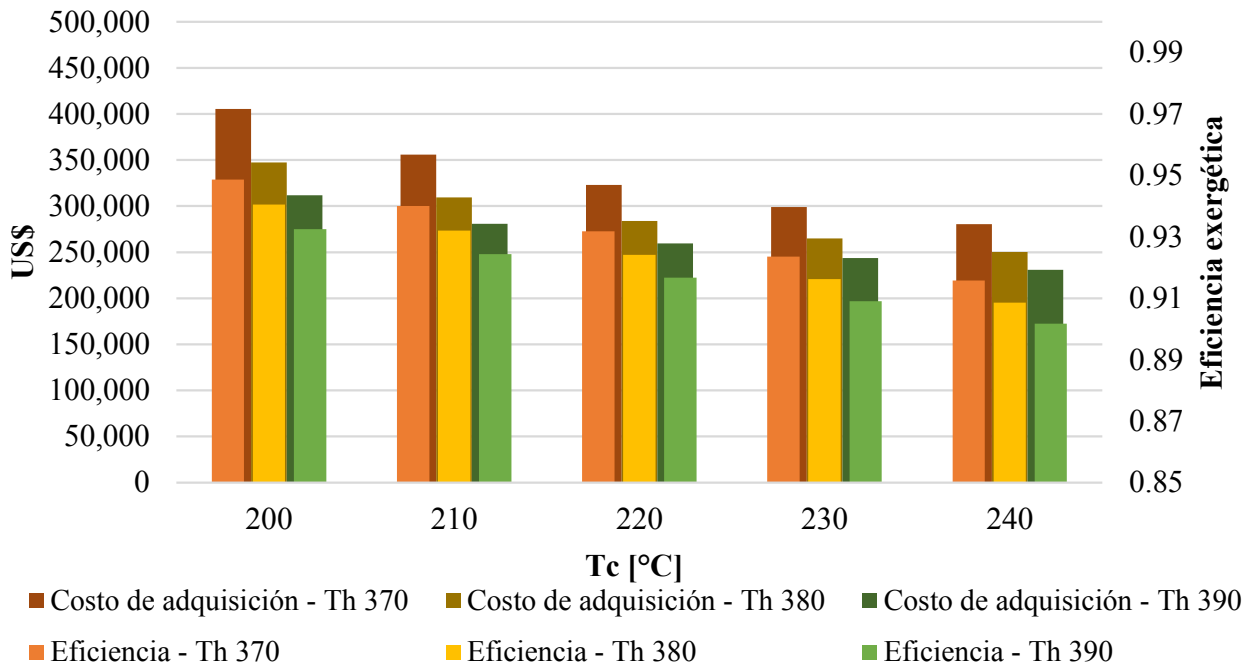


Figura 5.11: Eficiencia exergética y costo de adquisición del equipo IC103 en función de las temperaturas nominales de operación del aceite térmico.

5.1.8. Conclusiones parciales

Como se puede apreciar, los efectos de la potencia térmica asociada al campo solar, en conjunto con las temperaturas de operación del aceite térmico, influyen en la eficiencia térmica y exergética de manera diferente para el ciclo geotérmico-solar y el sistema híbrido. Respecto a la eficiencia térmica de este último, la integración del nuevo bloque de potencia genera un aumento máximo del 0,67 % respecto al ciclo original al considerar 60 MWt como potencia térmica aportada por el campo solar; no obstante, con relación a la eficiencia de segunda ley, el nuevo ciclo de potencia genera una reducción que varía entre el 2 al 4 % el valor de la eficiencia exergética asociada al ciclo orgánico.

En términos de eficiencia, como es posible observar, las estrategias de integración no permiten mejorar de manera significativa el modelo del ciclo original, lo cual puede fundamentarse por las restricciones de operación del modelo híbrido con las que se busca disminuir el riesgo de precipitación de sílice y mantener los parámetros operacionales del ciclo orgánico. Por esta razón, se deja propuesto para trabajos futuros proponer nuevas estrategias de integración que permitan aumentar las eficiencias de primera y segunda ley del ciclo híbrido, las cuales deben considerar en todos los casos, condiciones de operación factibles que restrinjan el riesgo de precipitación de sílice, fenómeno que puede tener efectos severos en el funcionamiento de la central a largo plazo.

5.2. Régimen transiente

5.2.1. Nivel de producción anual

La producción eléctrica del ciclo GSC para un día representativo del sector de Pampa Apacheta se muestra en la figura 5.12, donde la configuración asociada a esta producción corresponde a la configuración CH02-60. Con esta, es posible generar aproximadamente 12 MWe adicionales a la unidad de generación de Cerro Pabellón considerada, la cual produce 24 MWe originalmente. Asimismo, la producción eléctrica del sistema híbrido se muestra en la figura 5.13 donde se observa que en las horas donde no hay radiación, opera el ciclo orgánico, y en las horas en las que sí hay radiación, operan ambos ciclos, periodo en el cual se producen aproximadamente 36 MWe. Cabe destacar que estos gráficos muestran la producción de una configuración que no cuenta con un sistema de almacenamiento térmico y cuyo múltiplo solar es igual a 1,6.

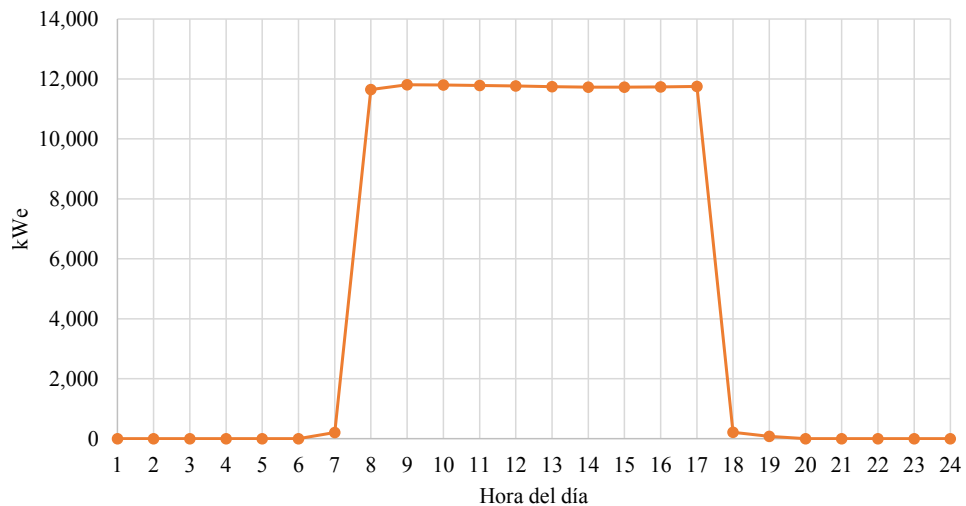


Figura 5.12: Producción eléctrica correspondiente al ciclo geotérmico solar para un día representativo del año meteorológico típico considerado.

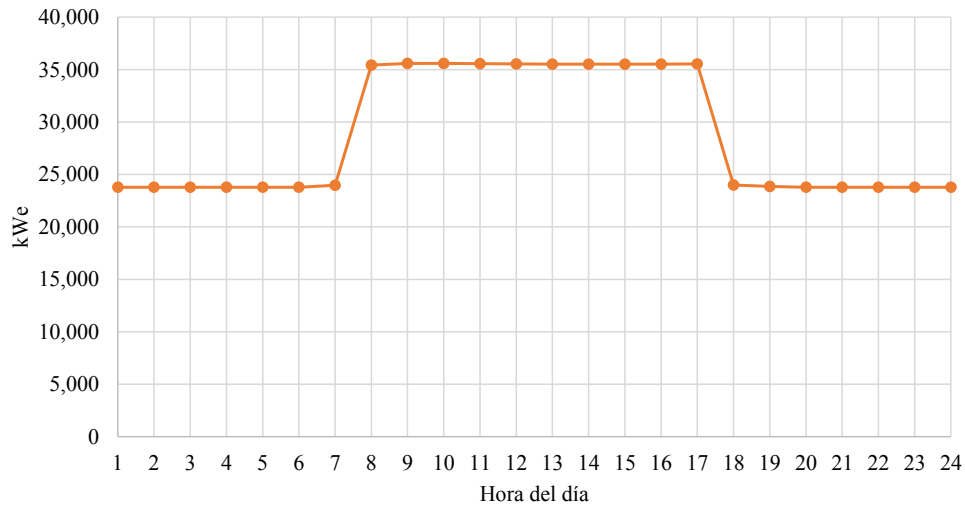


Figura 5.13: Producción eléctrica correspondiente al ciclo híbrido para un día representativo del año meteorológico típico considerado.

Para la misma configuración, se representa en la figura 5.14 la producción eléctrica anual en base horaria correspondiente al ciclo GSC, donde dicha producción se asocia en particular a un factor de sobredimensionamiento del campo de colectores igual a 1,6. Como puede observarse de esta figura, la producción eléctrica opera en función de los niveles de radiación directa normal que prevalecen en la zona de estudio. Para evaluar la incidencia del sistema de almacenamiento a nivel de producción horaria, se muestra la figura 5.15, donde se considera un sistema cuya capacidad de almacenamiento térmico corresponde a 6 horas adicionales de operación considerando igualmente un múltiplo solar de 1,6. Como puede apreciarse de esta figura, la producción eléctrica se prolonga a intervalos de tiempo donde no hay radiación solar, lo cual genera en términos anuales una mayor producción eléctrica.

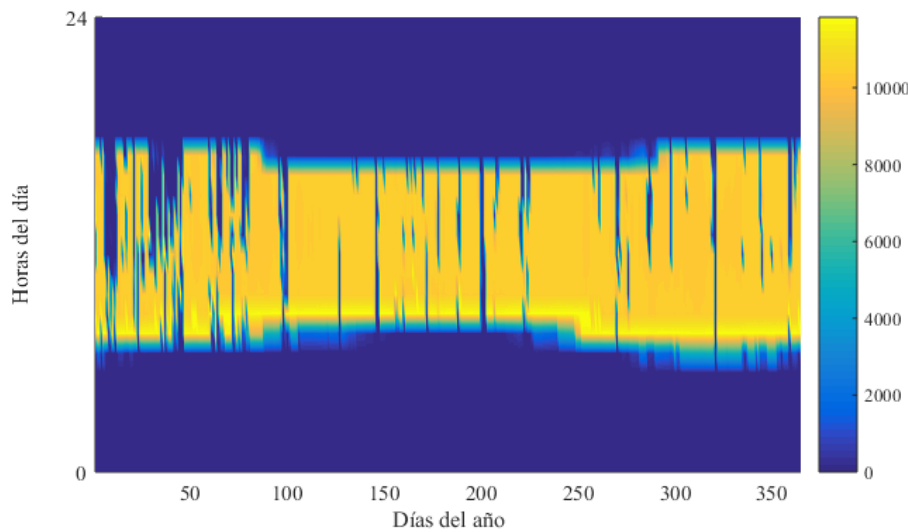


Figura 5.14: Producción anual en kWh de la configuración CH02-60 cuyos parámetros del campo solar son $SM=1,6$ y $TES= 0$ hrs.

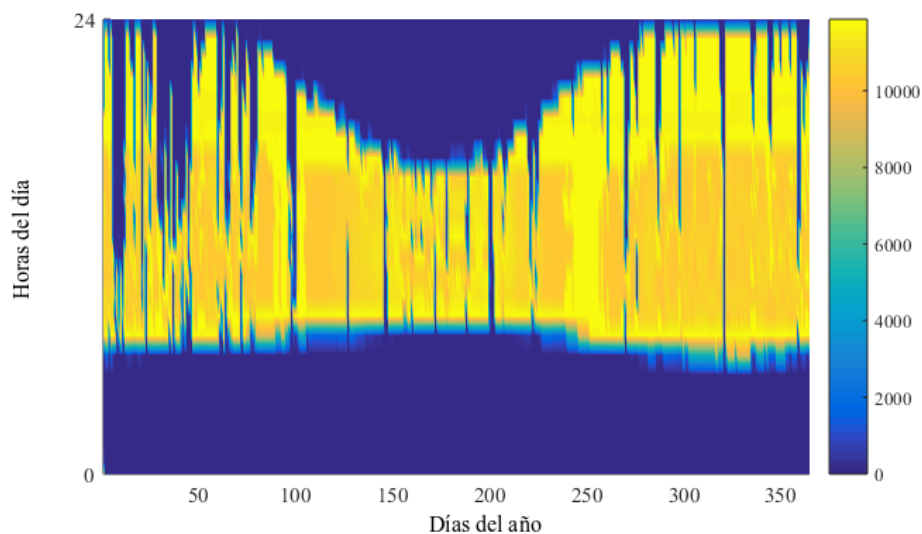


Figura 5.15: Producción anual en kWh de la configuración CH02-60 cuyos parámetros del campo solar son $SM=1,6$ y $TES = 6$ hrs.

A partir del estudio realizado, se observa que la producción eléctrica anual asociada al ciclo geotérmico-solar para las principales configuraciones híbridas estudiadas, CH01-30, CH01-40, CH02-50 y CH02-60, depende fuertemente del múltiplo solar y horas de almacenamiento asociados al campo de colectores, tal como lo indican las figuras 5.14 y 5.15. La figura 5.16 presenta la producción eléctrica anual generada para la configuración CH02-60 en función de las horas de almacenamiento térmico y el múltiplo solar, donde, el área que se indica sobre la figura corresponde al área de apertura nominal del campo de colectores para una potencia térmica de 60 MWt ($SM=1$), tal como se expuso en la sección 5.1.1. Como puede apreciarse, la producción eléctrica tiene un comportamiento ascendente cuando las magnitudes del múltiplo solar y las horas de almacenamiento aumentan de manera conjunta. Por otro lado, puede observarse que el sistema de almacenamiento no posee efecto alguno cuando no existe un sobredimensionamiento apropiado del campo de colectores. Asimismo, se observa que sobredimensionar de manera excesiva este último no genera un aporte significativo cuando no se cuenta con una capacidad de almacenamiento térmico adecuada.

Con relación al factor de capacidad asociado al nuevo bloque de potencia, para este se observa el mismo comportamiento que en el caso de la producción eléctrica anual. La figura 5.17 muestra la tendencia del factor de capacidad para la configuración CH02-60 al aumentar las magnitudes del múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico. De esta figura se observa que el mínimo valor se aproxima a un 18 %, el cual se asocia a una configuración híbrida cuyo campo solar no posee sistema de almacenamiento térmico ni sobredimensionamiento del área de apertura. Cabe destacar que este valor se aproxima al factor de capacidad de centrales termosolares que operan con colectores cilindro parabólico y sin sistema de almacenamiento [39]. Por otro lado, el máximo valor obtenido se acerca al 71 %, el cual se asocia a una configuración cuya área de apertura triplica el área de apertura nominal del campo solar y la cual posee un sistema de almacenamiento térmico cuya capacidad permite 12 horas adicionales de funcionamiento bajo condiciones nominales de operación.

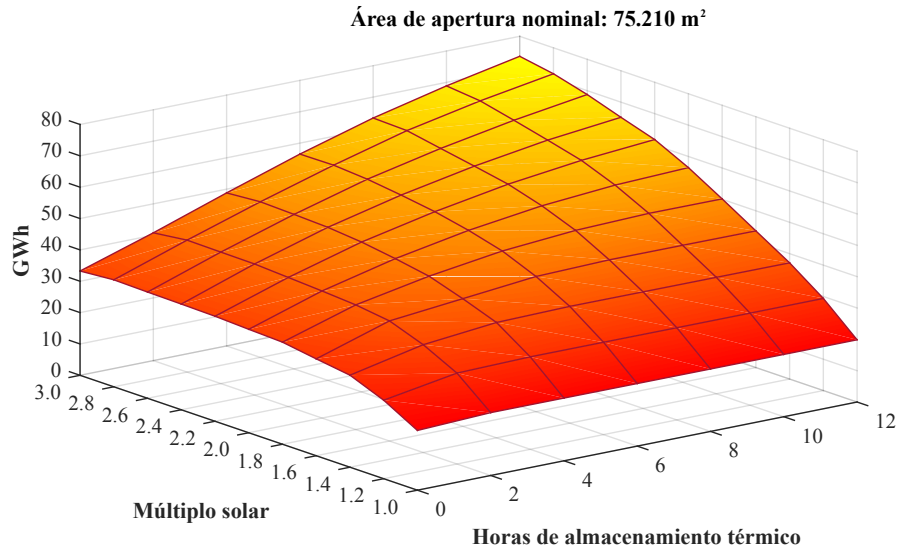


Figura 5.16: Producción eléctrica anual en GWh para la configuración CH02-60, en función del múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico.

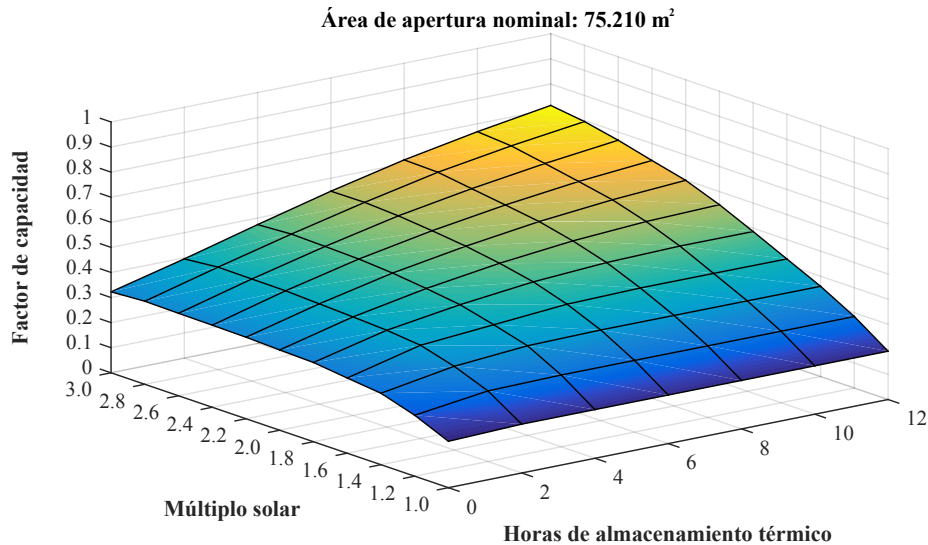


Figura 5.17: Factor de capacidad del ciclo solar correspondiente a la configuración CH02-60, en función del múltiplo solar y las horas de almacenamiento.

Es importante destacar que la producción anual no depende de las temperaturas de operación del aceite térmico para una potencia térmica, múltiplo solar y horas de almacenamiento dados. Esto precisamente, se confirmó al realizar simulaciones para todas las configuraciones propuestas, donde se determinó que los kWh_e generados por las configuraciones híbridas que diferían solo en las temperaturas nominales operación, presentaban diferencias inferiores al 1%; no obstante, la incidencia de estos parámetros ocurre en la evaluación del LCOE como se muestra a continuación.

5.2.2. Costo nivelado de energía

La evaluación económica se basó en determinar el costo nivelado de energía para cada una de las estrategias de integración propuestas, las cuales fueron 4.620 al considerar distintos valores de potencia térmica del campo solar, múltiplo solar, horas de almacenamiento y temperaturas nominales de operación del aceite térmico. Los resultados de la evaluación realizada arrojaron que la configuración con menor costo nivelado de energía corresponde a la configuración que opera con los intercambiadores de calor de menor tamaño y la cual opera en base a un campo solar que suministra 60 MWt, cuya área de apertura nominal corresponde a la mencionada previamente. A continuación, la figura 1.1 muestra los valores de LCOE obtenidos en función del múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico para esta configuración. En esta misma figura, adicionalmente, se observa el LCOE asociado a una central geotérmica de 20 MWe, 90 US\$/MWh el cual corresponde al mínimo valor estimado en el estudio de la Mesa de Geotermia [4].

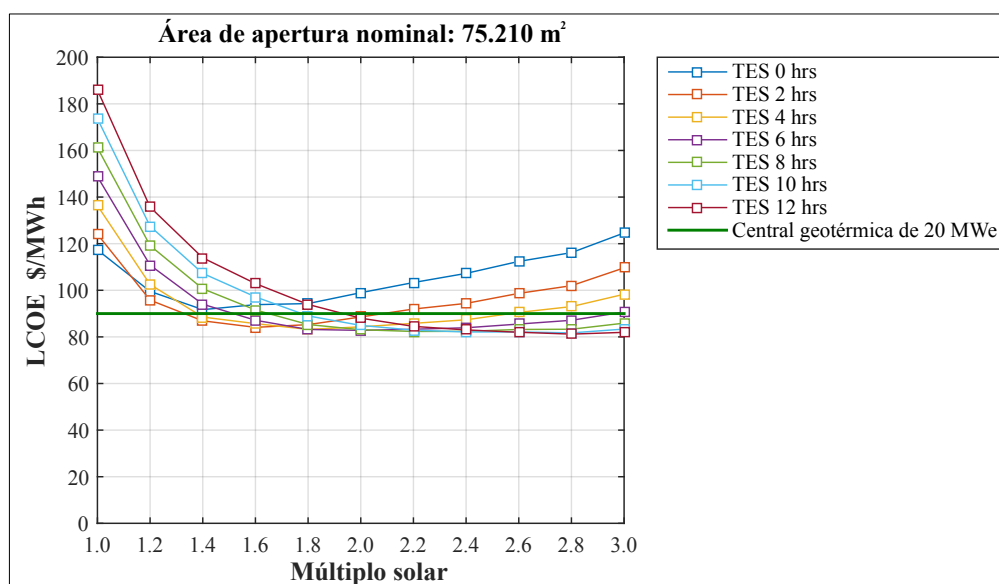


Figura 5.18: LCOE asociado a la configuración cuyo campo solar entrega 60 MWt.

Como es posible observar de la figura 5.18, los valores de LCOE correspondientes al ciclo geotérmico solar alcanzan valores cercanos al 80 US\$/MWh cuando se sobredimensiona el campo solar y cuando se cuenta con una capacidad de almacenamiento térmico elevada. Específicamente, se puede observar que para un tamaño particular del sistema de acumulación térmica, existe un tamaño óptimo para el campo de colectores. Al comparar estos valores con el LCOE correspondiente a la central geotérmica de 20 MWe, se observa que hay múltiples configuraciones que tienen asociado un costo nivelado de energía inferior a esta última, donde la máxima diferencia ocurre para la configuración cuyo múltiplo solar es 2.8 y la cual cuenta con un sistema de 12 horas de almacenamiento térmico. Esta configuración, en efecto, posee un LCOE 9,8% menor al costo nivelado de la geotermia. Asimismo, de la figura 5.18 se desprende que no es conveniente implementar un campo solar sin un factor de sobredimensionamiento y sin un sistema de almacenamiento térmico ya que los valores de LCOE ascienden por sobre los 100 US\$/MWh.

5.2.3. Conclusiones parciales

El análisis realizado en régimen transiente para las diferentes estrategias de integración, arroja que a nivel de producción anual, conviene instalar un campo solar con las máximas magnitudes de múltiplo solar y horas de almacenamiento térmico consideradas. No obstante, la evaluación del costo nivelado de energía asociado a la integración del nuevo ciclo de potencia, arroja que la configuración con mayor competitividad no necesariamente es la que posee una mayor producción anual, si no la que relaciona de forma adecuada los distintos parámetros de diseño asociados al campo solar. De este análisis en particular, se obtiene que es posible adquirir valores de LCOE competitivos pese a las diferentes restricciones con las cuales se construyó el modelo de integración del recurso solar a la planta geotérmica Cerro Pabellón.

Capítulo 6

Conclusiones

El presente trabajo de investigación tuvo como propósito estudiar diferentes estrategias de integración de un campo solar de colectores cilindro parabólico a una central geotérmica de ciclo binario basada en el mecanismo de operación de Cerro Pabellón. A diferencia de las investigaciones realizadas a la fecha, en este trabajo se propuso la integración del recurso solar para generar potencia eléctrica adicional a partir del fluido geotérmico, el cual corresponde a la fuente térmica del ciclo binario existente. El modelo de integración propuesto, el cual considera un segundo bloque de potencia, se realizó procurando mantener las condiciones de operación del ciclo orgánico, donde se consideró además minimizar el riesgo de precipitación de sílice al interior del nuevo bloque de potencia y en la etapa de reinyección de la salmuera. Adicionalmente, se propusieron diferentes magnitudes de la potencia térmica asociada al campo solar, horas de almacenamiento térmico, múltiplo solar y temperaturas nominales de operación del aceite sintético, con lo cual, se establecieron 4.620 estrategias de integración del campo de colectores a la central geotérmica de referencia.

Las diferentes propuestas consideradas en este trabajo, fueron evaluadas en régimen estacionario y transiente, utilizando para ello los programas Engineering Equation Solver y System Advisor Model. A partir del análisis realizado en régimen estacionario, se obtuvo que, con una potencia térmica del campo solar igual a 30 MWt es posible generar 5.789 kWe adicionales a la planta de ciclo binario de referencia; y, con una potencia igual a 60 MWt, dicha potencia eléctrica adicional aumenta a 11.750 kWe, lo cual se traduce en una generación eléctrica neta aproximada de 36 MWe considerando el ciclo binario y el ciclo de potencia integrado. Con relación a la eficiencia térmica asociada a cada configuración híbrida, se determinó que el aumento de aquella en comparación al ciclo de potencia de referencia, es mínimo. Esto último, se explicaría por las restricciones con las cuales fue construido el modelo híbrido, donde se buscó integrar el campo solar minimizando el riesgo de precipitación de sílice y procurando mantener las condiciones de operación del ciclo existente. Esto último, también podría haber influido en los bajos niveles de eficiencia exergética que se obtuvo del ciclo geotérmico solar para los diferentes casos propuestos, donde se determinó una eficiencia exergética que varía entre un 38 % y 40 %.

Dentro del mismo análisis exergético, se determinó que el equipo con mayor destrucción de exergía corresponde al equipo IC101-IC102, donde se lleva a cabo el proceso de precalentamiento y evaporación parcial de la salmuera, y cuya magnitud de exergía destruida depende de las temperaturas de operación del aceite térmico. En efecto, las temperaturas de operación de este último que generan el menor flujo de exergía destruida en el intercambiador IC101-IC102 y en los demás intercambiadores de calor, corresponden a la temperatura caliente igual a 370°C y la temperatura de retorno al campo solar de 200 °C. Con estas, es posible aumentar la eficiencia exergética del proceso de intercambio térmico, y con ello, aumentar la eficiencia exergética del ciclo geotérmico solar. No obstante, el análisis térmico-económico llevado a cabo permitió determinar que los equipos térmicos con mayor eficiencia exergética, poseen un mayor costo de adquisición frente a intercambiadores de calor que poseen una menor eficiencia exergética.

El análisis del modelo híbrido en régimen transiente, permitió evaluar el nivel de producción anual correspondiente a cada configuración, donde los parámetros con mayor incidencia en el comportamiento de dicha producción fueron el múltiplo solar y las horas de almacenamiento térmico. En este análisis se determinó que el factor de planta asociado al nuevo ciclo, puede aumentar de un valor inicial cercano al 18 % considerando un múltiplo solar igual a uno y sin sistema de almacenamiento térmico, a un valor cercano al 71 % para un campo de colectores cuyo múltiplo solar es igual a 3 y con 12 horas de capacidad de almacenamiento térmico. Este alto valor de factor de capacidad, se acerca al valor asociado a las plantas tradicionales de generación eléctrica, lo cual indica que es posible competir a nivel de producción con aquéllas a medida que el campo solar incrementa su tamaño en conjunto con el tamaño del sistema de almacenamiento térmico.

A partir de la estimación del LCOE, se obtuvo que la configuración con el mínimo valor asociado corresponde a la configuración que genera una potencia eléctrica adicional de 11.750 kWe en condiciones nominales, cuyo campo solar posee un factor de sobredimensionamiento de 2.8 y el cual cuenta con un sistema de 12 horas de almacenamiento térmico, donde el valor del costo nivelado de energía estimado para esta configuración es 81,19 US\$/MWh. Este valor es un 9,8 % menor que el mínimo costo nivelado de energía asociado a una central geotérmica de 20 MWt, la cual puede alcanzar un LCOE estimado de hasta 201 US\$ por MWh. Esto último indica que integrar un sistema de concentración solar para generar potencia eléctrica adicional en la planta geotérmica Cerro Pabellón con las características planteadas en este trabajo de investigación, es una propuesta competitiva tanto a nivel de producción como a nivel económico.

6.1. Trabajo Futuro

Como trabajo futuro, se propone evaluar la integración de un campo de paneles fotovoltaicos en conjunto con la tecnología termosolar estudiada en el presente trabajo, con el fin de buscar estrategias de operación con las cuales se genere un mecanismo apropiado de producción eléctrica entre el recurso solar y la geotermia, tal como se llevó a cabo en la actual planta geotérmica solar Stillwater, ubicada en Nevada, Estados Unidos. Con la implementación de la tecnología fotovoltaica, el nivel de producción eléctrica aumentaría y los costos de operación se verían aminorados, obteniendo con ello posibles reducciones en el valor del LCOE estimado en este estudio. Esto en consecuencia, haría que la integración del recurso solar a un sistema geotérmico como el que opera en Cerro Pabellón sea una verdadera alternativa con la cual se pueda competir en el área de generación eléctrica.

Acrónimos

CCP	Colectores Cilindro Parabólico
CEPCI	Chemical Plant Cost Index
CSP	Concentrated Solar Power
DNI	Direct Normal Irradiance
EES	Engineering Equation Solver
FC	Factor de Capacidad
GSC	Geothermal Solar Cycle
HTF	Heat Transfer Heat
LCOE	Levelized Cost of Energy
NTU	Number of Transfer Units
ORC	Organic Rankine Cycle
SAM	System Advisor Model
SCA	Solar Collector Assembly
SM	Solar Multiple
TES	Thermal Energy Storage
TMY	Typical Meteorological Year

Bibliografía

- [1] Capacidad instalada Chile, diciembre 2018. <http://energiaabierta.cl/visualizaciones/capacidad-instalada/>. Acceso: 2019-02-26.
- [2] Comité Consultivo de Energía 2050. Hoja de Ruta 2050. Hacia una energía sustentable e inclusiva para Chile. Ministerio de Energía, 2015.
- [3] Ministerio de Energía y GIZ. Energías renovables en Chile. El potencial eólico, solar e hidroeléctrico de Arica a Chiloé, 2014.
- [4] Ministerio de Energía. Mesa de Geotermia. Rol de la geotermia en el desarrollo de la matriz eléctrica chilena, 2018.
- [5] SolarGIS. Geo-Model-Solar Report number: SG-16236-1606-3-1. *Solargis*, pages 1–12, 2016.
- [6] Angela M Patnode. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants. *Master Thesis*, 2006.
- [7] Ministerio de Energía. Energía 2050, política energética de Chile, 2015. http://www.energia.gob.cl/sites/default/files/energia_2050_-_politica_energetica_de_chile.pdf.
- [8] Comisión Nacional de Energía. Anuario estadístico de energía 2005-2015, 2016. https://www.cne.cl/wp-content/uploads/2016/07/AnuarioCNE2015_vFinal-Castellano.pdf.
- [9] Giuseppe DiMarzio, Lorenzo Angelini, William Price, Chun Chin, and Steve Harris. The stillwater triple hybrid power plant: integrating geothermal, solar photovoltaic and solar thermal power generation. In *Proceedings World Geothermal Congress*, pages 19–25, 2015.
- [10] Álvaro Lentz and Rafael Almanza. Solar-geothermal hybrid system. *Applied Thermal Engineering*, 26(14-15):1537–1544, 2006.
- [11] Álvaro Lentz and Rafael Almanza. Parabolic troughs to increase the geothermal wells flow enthalpy. *Solar energy*, 80(10):1290–1295, 2006.
- [12] Andrew D Greenhut, Jefferson W Tester, Ronald DiPippo, Randall Field, Christopher

- Love, Kenneth Nichols, Chad Augustine, Fausto Batini, Bill Price, Gianluca Gigliucci, et al. Solar–geothermal hybrid cycle analysis for low enthalpy solar and geothermal resources. *Proc. World Geothermal Congr*, 2010.
- [13] Marco Astolfi, Luca Xodo, Matteo C Romano, and Ennio Macchi. Technical and economical analysis of a solar–geothermal hybrid plant based on an organic rankine cycle. *Geothermics*, 40(1):58–68, 2011.
- [14] José Miguel Cardemil, Felipe Cortés, Andrés Díaz, and Rodrigo Escobar. Thermodynamic evaluation of solar-geothermal hybrid power plants in northern chile. *Energy Conversion and Management*, 123:348–361, 2016.
- [15] Martina Ciani Bassetti, Daniele Consoli, Giovanni Manente, and Andrea Lazzaretto. Design and off-design models of a hybrid geothermal-solar power plant enhanced by a thermal storage. *Renewable Energy*, 128:460–472, 2018.
- [16] Klein SA. Engineering Equation Solver v.10.040 3d. F-chart Software Edition. 2015.
- [17] NREL. System Advisor Model. versión 2017.9.5, 64 bit.
- [18] Felipe Flores. Estudio de optimización exergética y termodinámica de una central geotérmica en Pampa Apacheta. Universidad de Chile, Santiago, 2016.
- [19] Monia Procesi. Geothermal potential evaluation for northern chile and suggestions for new energy plans. *Energies*, 7(8):5444–5459, 2014.
- [20] SGA Solución en Gestión Ambiental. Estudio de impacto ambiental Central Geotérmica Cerro Pabellón, 2012.
- [21] Ronald DiPippo. *Geothermal power plants: principles, applications, case studies and environmental impact*. Butterworth-Heinemann, 2012.
- [22] Winahyu Setyo Utami, Niniek Rina Herdianita, and Randy Wijaya Atmaja. The effect of temperature and ph on the formation of silica scaling of dieng geothermal field, central java, indonesia. In *Proceedings of the Thirty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering Stanford University, Stanford, CA, USA*, pages 24–26, 2014.
- [23] Wolfgang Meinecke. Parabolic trough collectors. *Renewable Energy Systems And Desalination (Desalination and Water Resources, Vol. II)*, EOLSS, pages 315–377, 2000.
- [24] Eduardo Andrés Chandía Abuin. Diseño y análisis técnico-económico de una central solar termoeléctrica con almacenamiento térmico en el norte de Chile. Universidad de Chile, Santiago, 2012.
- [25] González Cuesta, Alexandría Margareth, et al. Orientación y control de los cilindros parabólicos en plantas termosolares. 2015.
- [26] EOI Escuela de Organización Industrial. Campo solares con captadores cilindro-parabólicos. Sistemas de almacenamiento térmico. Operación y Mantenimiento, 2016.

- [27] System Advisor Model. <https://sam.nrel.gov/>. Acceso: 2019-04-14.
- [28] NREL. System Advisor Model (SAM) Case Study: Andasol-1, 2013.
- [29] Allan R Starke, José M Cardemil, Rodrigo A Escobar, and Sergio Colle. Assessing the performance of hybrid csp+ pv plants in northern chile. *Solar Energy*, 138:88–97, 2016.
- [30] Gavin Towler and Ray Sinnott. *Chemical engineering design: principles, practice and economics of plant and process design*. Elsevier, 2012.
- [31] YA Çengel. Transferencia de calor y masa.(3ra ed. traducción), 2007.
- [32] Stodola and Loewenstein. Steam and Gas Turbine. 1945.
- [33] Marco Astolfi. *An innovative approach for the techno-economic optimization of organic Rankine cycles*. PhD thesis, Italy, 2014.
- [34] Richard Turton, Richard C Bailie, Wallace B Whiting, and Joseph A Shaeiwitz. *Analysis, synthesis and design of chemical processes*. Pearson Education, 2008.
- [35] Chemical engineering. Chemical Engineering Plant Cost Index: 2018 Annual Value. <https://www.chemengonline.com>, 2019.
- [36] Johan Lilliestam and Robert Pitz-Paal. Concentrating solar power for less than usd 0.07 per kwh: finally the breakthrough? *Renewable Energy Focus*, 26:17–21, 2018.
- [37] Ahmed Aly, Ana Bernardos, Carlos M Fernandez-Peruchena, Steen Solvang Jensen, and Anders Branth Pedersen. Is concentrated solar power (csp) a feasible option for sub-saharan africa?: Investigating the techno-economic feasibility of csp in tanzania. *Renewable energy*, 135:1224–1240, 2019.
- [38] Ahmed Bensenouci and Ahmed Medjelled. Thermodynamic and efficiency analysis of solar steam power plant cycle. *International Journal of Renewable Energy Research*, 6(4):1556–1564, 2016.
- [39] Irena. Renewable energy technologies: Cost analysis series. *IRENA Innovation Technology Center, Dubai, United Arab Emirates, accessed Nov*, 13:2016, 2012.

Apéndice A

Parámetros de diseño SAM

Configuración SAM

La interfaz de la herramienta computacional System Advisor Model en conjunto con sus parámetros predeterminados se muestran a continuación.

Solar Resource Library
Use the buttons above to download the latest NSRDB files and add them to your solar resource library. Click Folder Settings to add your own weather files to the library. The default library contains legacy weather files. See Help for details.

Weather file:

Header Data from Weather File

City: Time zone: Latitude: °N

State: Elevation: Longitude: °E

Country: Data Source: Station ID:

Annual Averages Calculated from Weather File Data

Global horizontal: kWh/m²/day Average temperature: °C

Direct normal (beam): kWh/m²/day Average wind speed: m/s

Diffuse horizontal: kWh/m²/day

Files in Library

Search for:

Name	Station ID	Latitude	Longitude	Time zone	Elevation
USA CA Fresno Yosemite Intl Ap (TMY3)	723890	36.783	-119.717	-8	102
USA CA Fullerton Municipal (TMY3)	722976	33.867	-117.983	-8	29
USA CA Hayward Air Term (TMY3)	724935	37.667	-122.117	-8	14
USA CA Imperial (TMY3)	747185	32.833	-115.583	-8	-17
USA CA Los Angeles Intl (TMY3)	722066	33.942	-118.244	-8	21

Choose a Weather File from Your Computer

Check the box and click Browse to choose a weather file stored on your computer without adding it to the solar resource library. Supported solar weather file formats are SAM CSV, TMY2, TMY3, and EPW.

Figura A.1: Entrada de datos climáticos en base horaria.

Design Point Parameters

Solar Field

Design point DNI: W/m²

Target solar multiple:

Target receiver thermal power: MWt

Loop inlet HTF temperature: °C

Loop outlet HTF temperature: °C

Heat Sink

Heat sink power: MWt

Pumping power for HTF through heat sink: kW/kg/s

Thermal Storage

Hours of storage at design point: hours

System Availability and Curtailment

Curtailment and availability losses reduce the system output to represent system outages or other events. Constant loss: 4.0 %
Hourly losses: None
Custom periods: None

System Summary

Actual number of loops:

Total aperture reflective area: m²

Actual solar multiple:

Actual field thermal output: MWt

Figura A.2: Definición de parámetros principales.

System Design Parameters	
Design Point DNI	1,100 W/m ²
Target solar multiple	1.00
Target receiver thermal power	50.00 MWt
Loop inlet HTF temperature	200.0 °C
Loop outlet HTF temperature	390.0 °C

Solar Field Design Point	
Single loop aperture	3,270.0 m ²
Loop optical efficiency	0.7577
Total loop conversion efficiency	0.7336
Total required aperture, SM=1	61,956.9 m ²
Required number of loops, SM=1	18.95
Actual number of loops	19
Total aperture reflective area	62,130.0 m ²
Actual solar multiple	1.00
Actual field thermal output	50.14 MWt

Solar Field Parameters	
Row spacing	15 m
Stow angle	170 deg
Deploy angle	10 deg
Header pipe roughness	4.57e-05 m
HTF pump efficiency	0.85
Piping thermal loss coefficient	0.45 W/m ² -K
Wind stow speed	25.0 m/s
Tracking power per SCA	125.0 W/sca
Total tracking power	9,500.0 W
Number of field subsections	2
Model piping through heat sink?	<input type="checkbox"/>
Length of piping through heat sink	50.0 m

Heat Transfer Fluid	
Field HTF fluid	Therminol VP-1
User-defined HTF fluid	Edit...
Field HTF min operating temp	12 °C
Field HTF max operating temp	400 °C
Freeze protection temp	10 °C
Min single loop flow rate	1 kg/s
Max single loop flow rate	12 kg/s
Min field flow velocity	0.319238 m/s
Max field flow velocity	4.95682 m/s
Header design min flow velocity	2 m/s
Header design max flow velocity	3 m/s

Figura A.3: Parámetros del campo de colectores. Parte 1.

Collector Orientation	
Collector tilt	0 deg
Collector azimuth	0 deg
Tilt: horizontal=0, vertical=90	
Azimuth: equator=0, west=90, east=-90	

Mirror Washing	Plant Heat Capacity
Water usage per wash	0.7 L/m ² ,aper.
Washes per year	12
Hot piping thermal inertia	0.2 kWht/K-MWt
Cold piping thermal inertia	0.2 kWht/K-MWt
Field loop piping thermal inertia	4.5 Wht/K-m

Land Area		
Solar field area	40 acres	Non-solar field land area multiplier
		1.1
Total land area	44 acres	

Single Loop Configuration									
The specification below is only for one loop in the solar field.									
Usage tip: To configure the loop, choose whether to edit SCAs, HCEs or defocus order. Select assemblies by clicking one or dragging the mouse over multiple items. Assign types to selected items by pressing keys 1-4.									
Number of SCA/HCE assemblies per loop:	4								
<input checked="" type="radio"/> Edit SCAs <input type="radio"/> Edit HCEs <input type="radio"/> Edit Defocus Order <input type="button" value="Reset Defocus"/>									
<table border="1"> <tr> <td>SCA: 1</td> <td>SCA: 1</td> <td>SCA: 1</td> <td>SCA: 1</td> </tr> <tr> <td>HCE: 1 DF#4</td> <td>HCE: 1 DF#3</td> <td>HCE: 1 DF#2</td> <td>HCE: 1 DF#1</td> </tr> </table>		SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1	HCE: 1 DF#4	HCE: 1 DF#3	HCE: 1 DF#2	HCE: 1 DF#1
SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1						
HCE: 1 DF#4	HCE: 1 DF#3	HCE: 1 DF#2	HCE: 1 DF#1						

Figura A.4: Parámetros del campo de colectores. Parte 2.

Collector Type 1

Collector name from library

Collector Geometry

Reflective aperture area	<input type="text" value="817.5"/> m ²	Number of modules per assembly	<input type="text" value="12"/>
Aperture width, total structure	<input type="text" value="5.75"/> m	Average surface-to-focus path length	<input type="text" value="2.11"/> m
Length of collector assembly	<input type="text" value="150"/> m	Piping distance between assemblies	<input type="text" value="1"/> m

Optical Parameters

Incidence angle modifier coefficients	<input type="button" value="Edit data..."/>	Geometry effects	<input type="text" value="0.98"/>
Tracking error	<input type="text" value="0.99"/>	Mirror reflectance	<input type="text" value="0.935"/>
General optical error	<input type="text" value="0.99"/>	Dirt on mirror	<input type="text" value="0.97"/>

Optical Calculations

Length of single module	<input type="text" value="12.5"/> m	End loss at summer solstice	<input type="text" value="0.999806"/>
IAM at summer solstice	<input type="text" value="1.00361"/>	Optical efficiency at design	<input type="text" value="0.871124"/>

Figura A.5: Parámetros del colector considerado.

Receiver Type 1

Receiver name from library

Receiver Geometry

Absorber tube inner diameter	<input type="text" value="0.066"/> m	Absorber flow plug diameter	<input type="text" value="0"/> m
Absorber tube outer diameter	<input type="text" value="0.07"/> m	Internal surface roughness	<input type="text" value="4.5e-05"/>
Glass envelope inner diameter	<input type="text" value="0.115"/> m	Absorber flow pattern	<input type="text" value="Tube flow"/>
Glass envelope outer diameter	<input type="text" value="0.12"/> m	Absorber material type	<input type="text" value="304L"/>

Figura A.6: Parámetros del receptor considerado.

Receiver Type 1

Receiver name from library

Receiver Geometry

Absorber tube inner diameter	<input type="text" value="0.066"/> m	Absorber flow plug diameter	<input type="text" value="0"/> m
Absorber tube outer diameter	<input type="text" value="0.07"/> m	Internal surface roughness	<input type="text" value="4.5e-05"/>
Glass envelope inner diameter	<input type="text" value="0.115"/> m	Absorber flow pattern	<input type="text" value="Tube flow"/>
Glass envelope outer diameter	<input type="text" value="0.12"/> m	Absorber material type	<input type="text" value="304L"/>

Figura A.7: Parámetros del sistema de almacenamiento térmico.

Apéndice B

Resultados Complementarios

B.1. Área de intercambio térmico

El área de intercambio térmico de los equipos IC103 e IC104 en función de las potencia térmica y temperaturas de operación del Therminol-VP1 se muestra en las tablas B.1 y B.2, respectivamente.

Tabla B.1: Área de intercambio térmico para el sobrecalentador IC103.

Área de intercambio térmico [m^2]		Potencia térmica [MWt]			
		30	40	50	60
Temperaturas nominales de operación [°C]	$T_h = 390, T_c = 200$	512	689	520	545
	$T_h = 390, T_c = 210$	435	585	490	523
	$T_h = 390, T_c = 220$	383	515	464	502
	$T_h = 390, T_c = 230$	345	463	442	484
	$T_h = 390, T_c = 240$	315	423	421	467
	$T_h = 380, T_c = 200$	602	809	608	636
	$T_h = 380, T_c = 210$	507	682	571	608
	$T_h = 380, T_c = 220$	443	596	538	582
	$T_h = 380, T_c = 230$	397	533	510	560
	$T_h = 380, T_c = 240$	361	485	485	538
	$T_h = 370, T_c = 200$	750	1.009	749	779
	$T_h = 370, T_c = 210$	624	839	698	742
	$T_h = 370, T_c = 220$	540	727	655	708
	$T_h = 370, T_c = 230$	480	646	618	677
$T_h = 370, T_c = 240$	434	584	586	650	

Tabla B.2: Área de intercambio térmico para el sobrecalentador IC104.

Área de intercambio térmico [m^2]		Potencia térmica [MWt]			
		30	40	50	60
Temperaturas nominales de operación [°C]	$T_h = 390, T_c = 200$	-	-	57	112
	$T_h = 390, T_c = 210$	-	-	43	85
	$T_h = 390, T_c = 220$	-	-	41	81
	$T_h = 390, T_c = 230$	-	-	39	77
	$T_h = 390, T_c = 240$	-	-	37	74
	$T_h = 380, T_c = 200$	-	-	46	91
	$T_h = 380, T_c = 210$	-	-	43	86
	$T_h = 380, T_c = 220$	-	-	41	82
	$T_h = 380, T_c = 230$	-	-	39	78
	$T_h = 380, T_c = 240$	-	-	37	74
	$T_h = 370, T_c = 200$	-	-	46	92
	$T_h = 370, T_c = 210$	-	-	44	87
	$T_h = 370, T_c = 220$	-	-	41	83
	$T_h = 370, T_c = 230$	-	-	39	79
$T_h = 370, T_c = 240$	-	-	37	75	

B.2. Eficiencia exergética

Los resultados de la eficiencia exergética asociada al ciclo geotérmico solar y al sistema híbrido completo se muestran respectivamente en las tablas B.3 y B.4, donde los valores expuestos corresponden a los casos de estudio considerados.

Tabla B.3: Eficiencia exergética del ciclo geotérmico solar para los 60 casos de estudio propuestos.

Factor de Capacidad		Potencia térmica [MWt]			
		30	40	50	60
Temperaturas nominales de operación [°C]	$T_h = 390, T_c = 200$	39,54	39,88	40,02	40,13
	$T_h = 390, T_c = 210$	39,19	39,53	39,67	39,78
	$T_h = 390, T_c = 220$	38,86	39,20	39,33	39,44
	$T_h = 390, T_c = 230$	38,54	38,87	39,01	39,11
	$T_h = 390, T_c = 240$	38,23	38,56	38,69	38,80
	$T_h = 380, T_c = 200$	39,88	40,22	40,36	40,47
	$T_h = 380, T_c = 210$	39,52	39,86	40,00	40,11
	$T_h = 380, T_c = 220$	39,18	39,51	39,65	39,76
	$T_h = 380, T_c = 230$	38,84	39,18	39,31	39,42
	$T_h = 370, T_c = 240$	38,52	38,85	38,99	39,10
	$T_h = 370, T_c = 200$	40,22	40,57	40,71	40,82
	$T_h = 370, T_c = 210$	39,86	40,19	40,34	40,45
	$T_h = 370, T_c = 220$	39,51	39,84	39,98	40,09
	$T_h = 370, T_c = 230$	39,16	39,49	39,63	39,74
	$T_h = 370, T_c = 240$	38,83	39,16	39,30	39,41

Tabla B.4: Eficiencia exergética del sistema híbrido para los 60 casos de estudio propuestos.

Factor de Capacidad		Potencia térmica [MWt]			
		30	40	50	60
Temperaturas nominales de operación [°C]	$T_h = 390, T_c = 200$	49,83	49,14	48,54	48,02
	$T_h = 390, T_c = 210$	49,73	49,01	48,39	47,86
	$T_h = 390, T_c = 220$	49,62	48,89	48,25	47,70
	$T_h = 390, T_c = 230$	49,52	48,76	48,10	47,53
	$T_h = 390, T_c = 240$	49,42	48,64	47,96	47,38
	$T_h = 380, T_c = 200$	49,94	49,27	48,69	48,18
	$T_h = 380, T_c = 210$	49,83	49,14	48,53	48,01
	$T_h = 380, T_c = 220$	49,72	49,01	48,39	47,85
	$T_h = 380, T_c = 230$	49,62	48,88	48,24	47,69
	$T_h = 370, T_c = 240$	49,51	48,75	48,10	47,53
	$T_h = 370, T_c = 200$	50,04	49,40	48,84	48,35
	$T_h = 370, T_c = 210$	49,93	49,26	48,68	48,17
	$T_h = 370, T_c = 220$	49,82	49,13	48,53	48,01
	$T_h = 370, T_c = 230$	49,72	49,00	48,38	47,84
	$T_h = 370, T_c = 240$	49,61	48,87	48,23	47,68

B.3. Producción anual

La producción de potencia eléctrica del ciclo geotérmico solar, considerando las diferentes estrategias de integración del campo de colectores, se expone en las tablas B.5, B.6, B.7 y B.8. La primera tabla muestra la producción anual del ciclo geotérmico-solar cuyo suministro de energía térmica corresponde a 30 MWt, la cual posee un campo solar con un área de apertura nominal asociada de $39.240 m^2$; la tabla B.6 muestra la producción anual cuyo suministro de energía térmica es 40 MWt, cuya área de apertura corresponde a $52.320 m^2$; la tabla B.7 expone la producción para un campo solar cuya potencia térmica y área de apertura nominal corresponden respectivamente a 50 MWt y $62.130 m^2$, y por último, la tabla B.8 muestra la producción para un campo solar cuya potencia térmica y área de apertura nominal corresponden a 60 MWt y $75.210 m^2$, respectivamente.

Tabla B.5: Producción anual para un campo solar cuya área de apertura nominal es $39.240 m^2$.

Producción anual [MWh]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	9425,0	10338,2	10286,1	10233,8	10212,1	10179,1	10156,0
	1,2	11913,7	13721,8	13966,3	13937,2	13918,1	13890,1	13872,1
	1,4	14866,9	17500,1	18808,7	19166,0	19113,2	19071,3	19042,9
	1,6	15648,2	19497,0	21778,1	23275,6	23656,6	23596,2	23534,5
	1,8	16054,3	19927,3	22397,2	24269,3	25332,1	25862,2	25831,9
	2,0	16229,4	20357,4	23214,8	25416,1	26980,2	27917,3	28348,4
	2,2	16453,3	20746,7	24117,8	26693,1	28809,6	30319,4	31335,0
	2,4	16566,6	20930,7	24481,2	27392,5	29742,9	31617,2	32994,1
	2,6	16665,0	21075,6	24732,4	27994,5	30578,5	32718,1	34428,3
	2,8	16753,8	21233,8	25003,0	28537,3	31510,6	33995,6	36074,7
3,0	16627,8	21141,1	25036,7	28714,1	31998,0	34697,3	37026,7	

Tabla B.6: Producción anual para un campo solar cuya área de apertura nominal es $52.320 m^2$.

Producción anual [MWh]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	12119,2	13136,7	13075,1	13034,8	13002,9	12961,8	12922,6
	1,2	15846,1	18337,5	18666,9	18639,9	18614,0	18587,2	18571,5
	1,4	19387,9	22501,3	23963,8	24137,5	24102,8	24057,7	24043,0
	1,6	20406,8	25068,9	27747,0	29313,2	29832,3	29765,8	29713,9
	1,8	21502,1	26557,0	29667,1	31965,2	33260,7	33749,4	33701,4
	2,0	21790,5	27292,4	31011,0	33879,2	35881,6	37079,1	37569,2
	2,2	22125,5	27855,8	32328,5	35700,9	38474,0	40449,8	41783,2
	2,4	22268,0	28142,5	32874,5	36776,4	39923,8	42422,4	44268,2
	2,6	22378,9	28361,2	33263,2	37680,6	41156,1	44042,7	46346,9
	2,8	22536,2	28464,1	33505,7	38228,4	42125,0	45357,3	48072,1
3,0	21966,6	28116,1	33454,4	38458,5	42986,0	46673,0	49845,9	

Tabla B.7: Producción anual para un campo solar cuya área de apertura nominal es 62.130 m^2 .

Producción anual [MWh]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	15585,1	16563,0	16501,3	16478,5	16437,1	16389,4	16361,4
	1,2	20444,0	23769,9	24158,7	24098,5	24076,1	24074,3	24048,8
	1,4	25013,6	28793,2	30665,9	30972,8	30949,5	30890,7	30855,1
	1,6	26328,1	32078,8	34024,8	35902,9	36328,8	36277,9	36214,4
	1,8	27741,3	33257,0	36887,5	39577,4	41058,3	41484,6	41429,6
	2,0	28113,3	33972,8	38549,2	42056,0	44530,3	45997,2	46533,0
	2,2	28545,6	34926,3	40367,1	44485,0	47857,3	50270,1	51867,7
	2,4	28729,4	35256,0	41107,1	45911,2	49814,5	52906,2	55197,6
	2,6	28872,4	35454,1	41563,4	47080,7	51407,3	55035,6	58007,1
	2,8	29075,5	35943,6	42138,3	47989,4	52828,1	56922,3	60306,3
3,0	28340,5	34513,1	41247,9	47616,7	53317,1	57855,5	61873,1	

Tabla B.8: Producción anual para un campo solar cuya área de apertura nominal es 75.210 m^2 .

Producción anual [MWh]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	19055,4	20052,3	20009,7	19954,9	19913,3	19868,1	19846,2
	1,2	25041,0	28992,9	29496,5	29461,6	29405,3	29375,8	29377,5
	1,4	29355,8	34390,0	36786,4	37242,3	37182,0	37131,3	37067,3
	1,6	30898,6	38314,2	40716,6	43110,1	43735,0	43684,0	43594,8
	1,8	32557,1	39760,6	44228,6	47578,3	49464,6	50209,4	50141,0
	2,0	32993,7	40532,5	46164,7	50492,7	53648,0	55557,2	56447,3
	2,2	33501,0	41181,3	47787,2	52789,9	56873,0	59781,0	61736,1
	2,4	33716,7	41814,2	48821,2	54421,0	58962,7	62582,1	65165,3
	2,6	33884,6	41936,0	49276,0	55818,8	60945,1	65245,5	68767,3
	2,8	34122,9	42088,1	49635,3	56630,3	62969,8	67769,3	71723,1
3,0	33260,4	40758,3	48809,1	56500,7	63319,5	68877,6	73629,5	

B.4. Factor de Capacidad

Los resultados del factor de capacidad de los casos estudiados en función de la potencia térmica suministrada por el campo de colectores, el múltiplo solar y las horas de almacenamiento, se muestran en las tablas B.9, B.10, B.11 y B.12.

Tabla B.9: Factor de capacidad del nuevo bloque de potencia que opera con un suministro térmico de 30 MWt.

Factor de Capacidad		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	0,19	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
	1,2	0,23	0,27	0,28	0,27	0,27	0,27	0,27
	1,4	0,29	0,34	0,37	0,38	0,38	0,38	0,37
	1,6	0,30	0,37	0,41	0,43	0,43	0,43	0,43
	1,8	0,32	0,39	0,44	0,48	0,50	0,51	0,51
	2,0	0,32	0,40	0,46	0,50	0,53	0,55	0,56
	2,2	0,32	0,41	0,47	0,53	0,57	0,60	0,62
	2,4	0,33	0,41	0,48	0,54	0,59	0,62	0,65
	2,6	0,33	0,41	0,49	0,55	0,60	0,64	0,68
	2,8	0,33	0,42	0,49	0,56	0,62	0,67	0,71
3,0	0,33	0,42	0,49	0,57	0,63	0,68	0,73	

Tabla B.10: Factor de capacidad del nuevo bloque de potencia que opera con un suministro térmico de 40 MWt.

Factor de Capacidad		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	0,18	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
	1,2	0,23	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27
	1,4	0,28	0,33	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
	1,6	0,30	0,37	0,41	0,43	0,44	0,44	0,44
	1,8	0,31	0,39	0,43	0,47	0,49	0,49	0,49
	2,0	0,32	0,40	0,45	0,50	0,53	0,54	0,55
	2,2	0,32	0,41	0,47	0,52	0,56	0,59	0,61
	2,4	0,33	0,41	0,48	0,54	0,58	0,62	0,65
	2,6	0,33	0,42	0,49	0,55	0,60	0,64	0,68
	2,8	0,33	0,42	0,49	0,56	0,62	0,66	0,70
3,0	0,32	0,41	0,49	0,56	0,63	0,68	0,73	

Tabla B.11: Factor de capacidad del nuevo bloque de potencia que opera con un suministro térmico de 50 MWt.

Factor de Capacidad		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	0,18	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
	1,2	0,24	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
	1,4	0,29	0,34	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36
	1,6	0,29	0,36	0,40	0,42	0,42	0,42	0,42
	1,8	0,32	0,39	0,43	0,46	0,48	0,48	0,48
	2,0	0,32	0,40	0,45	0,49	0,52	0,54	0,54
	2,2	0,33	0,41	0,47	0,52	0,56	0,59	0,61
	2,4	0,33	0,41	0,48	0,54	0,58	0,62	0,64
	2,6	0,33	0,41	0,49	0,55	0,60	0,64	0,68
	2,8	0,33	0,42	0,49	0,56	0,62	0,66	0,70
	3,0	0,31	0,40	0,48	0,56	0,62	0,68	0,72

Tabla B.12: Factor de capacidad del nuevo bloque de potencia que opera con un suministro térmico de 60 MWt.

Factor de Capacidad		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	0,18	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
	1,2	0,24	0,28	0,29	0,29	0,28	0,28	0,28
	1,4	0,28	0,33	0,36	0,36	0,36	0,36	0,36
	1,6	0,28	0,35	0,39	0,42	0,42	0,42	0,42
	1,8	0,32	0,39	0,43	0,46	0,48	0,49	0,49
	2,0	0,31	0,39	0,45	0,49	0,52	0,54	0,55
	2,2	0,32	0,40	0,46	0,51	0,55	0,58	0,60
	2,4	0,32	0,41	0,47	0,53	0,57	0,61	0,63
	2,6	0,32	0,41	0,48	0,54	0,59	0,63	0,67
	2,8	0,33	0,42	0,49	0,55	0,61	0,66	0,69
	3,0	0,31	0,39	0,47	0,55	0,61	0,67	0,71

B.5. Costo nivelado de energía

Las tablas B.13, B.14, B.15 y B.16, muestran el costo nivelado de energía de los diferentes casos de estudio propuestos. Cada tabla se asocia directamente a los resultados de producción anual expuestos previamente.

Tabla B.13: Costo nivelado de energía para un campo solar cuya área de apertura nominal es $39.240 m^2$.

LCOE [US\$/MWh]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	125,5	127,0	139,4	151,8	163,9	176,2	188,5
	1,2	108,0	104,0	111,0	119,8	128,7	137,6	146,4
	1,4	93,8	88,3	89,3	94,1	100,7	107,2	113,6
	1,6	97,0	86,2	83,9	84,4	88,3	93,6	98,9
	1,8	99,6	88,4	85,3	84,5	86,2	89,3	94,0
	2,0	103,3	90,5	85,9	84,2	84,4	86,3	89,4
	2,2	109,0	94,5	87,9	85,0	83,7	84,1	85,5
	2,4	112,9	97,4	89,8	85,8	84,0	83,5	84,1
	2,6	116,9	100,5	92,1	87,0	84,5	83,4	83,3
	2,8	120,9	103,4	94,3	88,2	84,7	82,9	82,1
	3,0	128,6	109,2	98,7	91,7	87,2	84,7	83,3

Tabla B.14: Costo nivelado de energía para un campo solar cuya área de apertura nominal es $52.320 m^2$.

LCOE [US\$/MWh]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	127,8	131,0	143,8	156,6	169,3	182,2	195,1
	1,2	107,5	103,2	110,2	118,9	127,7	136,5	145,3
	1,4	95,8	91,2	93,0	99,1	105,9	112,7	119,5
	1,6	97,2	87,5	85,9	87,4	91,5	97,1	102,6
	1,8	98,1	87,6	84,9	84,7	86,6	90,3	95,2
	2,0	102,2	89,7	85,4	83,9	84,3	86,2	89,5
	2,2	106,0	92,2	85,9	83,4	82,3	82,8	84,4
	2,4	110,5	95,4	88,2	84,3	82,6	82,2	82,8
	2,6	115,1	98,8	90,7	85,6	83,2	82,1	82,1
	2,8	119,4	102,5	93,5	87,5	84,3	82,6	81,9
	3,0	127,5	107,7	97,1	90,1	85,5	83,0	81,7

Tabla B.15: Costo nivelado de energía para un campo solar cuya área de apertura nominal es 62.130 m^2 .

LCOE [US\$/MWh]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	119,9	125,6	138,2	150,6	163,2	175,9	188,4
	1,2	101,5	97,3	104,2	112,8	121,2	129,6	138,0
	1,4	91,1	87,5	89,4	95,1	101,7	108,3	115,0
	1,6	92,8	84,4	86,1	87,8	92,4	98,1	103,8
	1,8	94,2	86,4	84,4	84,5	86,8	90,8	95,8
	2,0	97,1	88,2	84,2	82,9	83,4	85,5	88,9
	2,2	101,2	90,4	84,7	82,4	81,6	82,2	83,9
	2,4	105,9	94,0	87,1	83,5	81,9	81,5	82,2
	2,6	110,7	97,9	89,9	84,9	82,6	81,6	81,4
	2,8	115,3	100,9	92,5	86,7	83,6	81,9	81,2
3,0	122,0	108,0	97,0	89,7	85,1	82,7	81,3	

Tabla B.16: Costo nivelado de energía para un campo solar cuya área de apertura nominal es 75.210 m^2 .

LCOE [US\$/MWh]		Horas de almacenamiento térmico						
		0	2	4	6	8	10	12
Múltiplo solar	1,0	117,3	124,1	136,4	148,8	161,2	173,6	186,0
	1,2	99,5	95,8	102,5	110,8	119,2	127,5	135,7
	1,4	91,7	86,9	88,5	94,0	100,6	107,3	113,9
	1,6	93,8	84,1	85,7	87,1	91,6	97,2	102,9
	1,8	94,3	85,3	83,2	83,2	85,3	89,0	93,9
	2,0	99,0	88,6	84,3	82,8	83,1	84,9	88,0
	2,2	103,3	92,0	85,8	83,3	82,3	82,9	84,5
	2,4	107,3	94,4	87,3	83,9	82,4	82,1	83,0
	2,6	112,4	98,7	90,5	85,5	83,2	82,1	82,0
	2,8	116,2	102,0	93,0	87,1	83,3	81,7	81,2
3,0	124,6	109,6	98,3	90,7	85,9	83,4	82,0	