



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y
VINCULACIÓN CON LA COLECTIVIDAD**

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES

III PROMOCIÓN

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE MAGISTER EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**TEMA: “FACTIBILIDAD DE EMPLEAR INSTALACIONES
SOLARES DE CONCENTRACIÓN CILINDRO PARABÓLICA
PARA HIBRIDAR CENTRALES ELÉCTRICAS QUE
FUNCIONAN CON BIOMASA EN EL SISTEMA NACIONAL
INTERCONECTADO DE ECUADOR”**

AUTOR: ING. MBA. HERRERA HEREDIA JUAN CARLOS

DIRECTORA: ING. MSC. CRUZ GARCÉS DANIELA SOFÍA

SANGOLQUÍ

2016



VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y VINCULACIÓN CON LA COLECTIVIDAD

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES

III PROMOCIÓN

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, ***“FACTIBILIDAD DE EMPLEAR INSTALACIONES SOLARES DE CONCENTRACIÓN CILINDRO PARABÓLICA PARA HIBRIDAR CENTRALES ELÉCTRICAS QUE FUNCIONAN CON BIOMASA EN EL SISTEMA NACIONAL INTERCONECTADO DE ECUADOR”*** realizado por el Ingeniero ***Juan Carlos Herrera Heredia***, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al Ingeniero ***Juan Carlos Herrera Heredia*** para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 19 de mayo del 2016

DANIELA SOFÍA CRUZ GARCÉS
DIRECTORA



VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y VINCULACIÓN CON LA COLECTIVIDAD

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES III PROMOCIÓN

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, *Juan Carlos Herrera Heredia*, con cédula de identidad N° 1709364150, declaro que este trabajo de titulación “*FACTIBILIDAD DE EMPLEAR INSTALACIONES SOLARES DE CONCENTRACIÓN CILINDRO PARABÓLICA PARA HIBRIDAR CENTRALES ELÉCTRICAS QUE FUNCIONAN CON BIOMASA EN EL SISTEMA NACIONAL INTERCONECTADO DE ECUADOR*” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 19 de mayo del 2016

A handwritten signature in blue ink, which appears to read 'J. Herrera Heredia', is written over a horizontal dashed line.

Juan Carlos Herrera Heredia
C.C 1709364150



VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN Y VINCULACIÓN CON LA COLECTIVIDAD

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES

III PROMOCIÓN

AUTORIZACIÓN

Yo, *Juan Carlos Herrera Heredia*, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación “*FACTIBILIDAD DE EMPLEAR INSTALACIONES SOLARES DE CONCENTRACIÓN CILINDRO PARABÓLICA PARA HIBRIDAR CENTRALES ELÉCTRICAS QUE FUNCIONAN CON BIOMASA EN EL SISTEMA NACIONAL INTERCONECTADO DE ECUADOR*” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 30 de mayo del 2016

A handwritten signature in blue ink, which appears to read 'J. Herrera Heredia', is positioned above a horizontal dashed line.

Juan Carlos Herrera Heredia
C.C 1709364150

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de titulación a mi esposa Adriana, a mi hija Diana y a mi hijo Martín, quienes son el centro de mi vida y el motor de mis logros.

También dedico este este esfuerzo a enaltecer la memoria de mis Padres; y a Ana María, cuyo cálido recuerdo siempre me acompaña.

Juan Carlos

Mayo 2016

AGRADECIMIENTO

A mi esposa e hijos por la infinita paciencia y sacrificio que han mostrado a lo largo esta aventura académica que ha llegado a feliz término.

A Mercedes, Raúl y Freddy quienes siempre han estado presentes con su apoyo incondicional.

A compañera de clases y amiga Lourdes Farinango, con quien hemos enfrentado los importantes desafíos académicos de la Maestría, apoyándonos mutuamente en pos de alcanzar el éxito. También por su constante motivación y aliento a lo largo del desarrollo de la tesis.

A la Ing. Msc Daniela Cruz que aceptó ayudarme dirigiendo la tesis, compartiendo con generosidad sus importantes conocimientos técnicos y su acertada perspectiva profesional y personal.

A la Carrera de Ingeniería Eléctrica y a las autoridades de la Universidad Politécnica Salesiana por el respaldo brindado.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO.....	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD.....	iii
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
RESUMEN.....	xvi
ABSTRACT.....	xvii
CAPÍTULO I.....	1
GENERALIDADES	1
1. Definición del Problema.....	1
2. Objetivos.....	2
2.1 General.....	2
2.2 Específicos.....	2
3. Alcance.....	3
4. Justificación e Importancia.....	3
CAPÍTULO II.....	5
CENTRALES TERMOELÉCTRICAS DE VAPOR	5
2.1 Ciclo Termodinámico Rankine.....	8
2.1.1 Ciclo Rankine Ideal Simple.....	8
2.1.2 Ciclo Rankine con Recalentamiento.....	10
2.1.3 Ciclo Rankine con Regeneración.....	12
2.2 Funcionamiento de los generadores de vapor que operan con biomasa.....	14
2.2.1 Centrales Termoeléctricas de Vapor que operan con biomasa a través de encendido directo.....	16
2.3 Costos operativos de las centrales que operan con biomasa.....	18
ESTADO DEL ARTE DE LAS TECNOLOGÍAS DE HIBRIDACIÓN	23
3.1 Concepto.....	23
3.2 Tecnología de instalaciones de generación eléctrica en base a Colectores Cilíndrico Parabólicos.....	27
3.3 Modalidades de Hibridación.....	33
3.3.1 Hibridación en centrales de Gas.....	33

3.3.2	Hibridación en centrales de Vapor	36
3.4	Influencia de la disponibilidad y topología del terreno, edad y potencia de las centrales a hibridar	39
CAPÍTULO IV.....		43
CARACTERÍSTICAS DE LAS CENTRALES Y EMPLAZAMIENTOS.....		43
4.1	Análisis de la disponibilidad y topología del terreno en los emplazamientos	43
4.1.1	Instalación_1	43
4.1.2	Instalación_2	45
4.1.3	Instalación_3	47
4.2	Análisis del Recurso Solar en los emplazamientos	48
4.3	Análisis de las características técnicas de las centrales termoeléctricas de vapor conectadas al Sistema Nacional Interconectado – S.N.I.	52
4.3.1	Ingenio 1	53
4.3.2	Ingenio 2	54
4.3.3	Ingenio 3	56
CAPÍTULO V.....		59
HIBRIDACIÓN DE LAS PLANTAS TERMOELÉCTRICAS DE VAPOR CONECTADAS AL S.N.I.		59
5.1	Viabilidad Técnica de implementación de hibridación en las centrales estudiadas	59
5.1.1	Intercambio de calor desde el campo solar hasta el ciclo de potencia de la central de vapor	59
5.1.2	Disponibilidad del recurso solar y disponibilidad del terreno	64
5.2	Modelación de la central de biomasa hibridada	64
5.2.1	Caracterización del Ciclo Rankine	65
5.2.2	Requerimientos de diseño generales del campo solar	72
5.3	Simulación de la operación de la central de biomasa hibridada: producción de electricidad	77
5.3.1	Modelación de la hibridación en el lado de la turbina	79
5.3.2	Modelación de la hibridación en el lado de la bomba	82
5.3.3	Modelación de la hibridación del Ciclo Rankine en modalidad mixta	84
5.3.4	Modelación de la hibridación del Ciclo Rankine en modalidad mixta - aplicación	87
5.3.5	Requerimientos de superficie de terreno	99

5.4 Análisis del factor de planta, ahorro en el consumo de combustibles fósiles y disminución de CO2 emitido a la atmósfera por la central hibridada.....	100
5.4.1 Factor de Planta.....	100
5.4.2 Ahorro en el consumo de combustibles fósiles.....	103
5.4.3 Reducción de emisiones.....	104
5.5 Determinación del impacto en el abastecimiento de energía al Sistema Nacional Interconectado de Ecuador.....	105
5.6 Viabilidad Financiera: costos de inversión, operación e ingresos por venta de energía al sistema eléctrico	109
5.6.1 Costos de Inversión.....	109
5.6.2 Costos de Operación y Mantenimiento.....	110
5.6.3 Ingresos por venta de energía.....	110
5.6.4 Sensibilidad al precio	112
5.7 Análisis comparativo del modelo con referencia a SAM.....	114
5.7.1 Selección del emplazamiento.....	116
5.7.2 Campo solar.....	116
5.7.3 Colectores.....	117
5.7.4 Tubos captadores.....	118
5.7.5 Ciclo de Potencia.....	119
5.7.6 Resultados de la ejecución del aplicativo.....	121
CAPÍTULO VI.....	126
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	126
6.1 Conclusiones Finales.....	126
6.2 Recomendaciones Finales.....	127
BIBLIOGRAFÍA	129
ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Costos de Operación y mantenimiento.....	21
Tabla 2 Ventajas y desventajas de los sistemas híbridos en electrificación.....	25
Tabla 3 Hibridación en Sistemas Eléctricos.....	26
Tabla 4 Comparación de tecnologías termosolares.....	29
Tabla 5 Criterios de categorización de emplazamientos.....	41
Tabla 6 Irradiación Directa y Global Incidente sobre la superficie.....	49
Tabla 7 Histograma de frecuencias de la DNI.....	50
Tabla 8 Caracterización de la irradiancia.....	51
Tabla 9 Centrales Termoeléctricas instaladas en Ecuador.....	52
Tabla 10 Centrales Termoeléctricas de vapor.....	53
Tabla 11 Equipamiento para la producción de vapor.....	58
Tabla 12 Caracterización del funcionamiento del ciclo Rankine.....	78
Tabla 13 Caracterización del funcionamiento del ciclo Rankine hibridado en el lado de la turbina.....	79
Tabla 14 Análisis de sensibilidad del funcionamiento del ciclo Rankine hibridado en el lado de la turbina.....	80
Tabla 15 Caracterización del funcionamiento del ciclo Rankine hibridado en el lado de la bomba.....	82
Tabla 16 Sensibilidad del funcionamiento del ciclo Rankine hibridado en modo bomba.....	83
Tabla 17 Caracterización del funcionamiento del ciclo hibridado en modalidad mixta.....	84
Tabla 18 Funcionamiento del ciclo hibridado en modalidad mixta – caso de estudio.....	86
Tabla 19 Temperaturas del campo solar.....	88
Tabla 20 Características generales de Therminol VP-1.....	89
Tabla 21 Eficiencia del colector para diversas condiciones de temperatura e irradiancia.....	92
Tabla 22 Cálculo de la velocidad del fluido y caudal del fluido de transferencia de calor.....	93
Tabla 23 Cálculo del calor aportado por cada colector individual.....	93

Tabla 24 Cálculo del número de colectores y caudal de lazo.....	94
Tabla 25 Cálculo del número de filas, calor total y flujo térmico total.....	95
Tabla 26 Resultados consolidados del número de filas, calor total y flujo térmico total.....	95
Tabla 27 Energía térmica producida por el campo solar.....	96
Tabla 28 Energía térmica transferida desde el campo solar al ciclo Rankine.....	97
Tabla 29 Energía térmica transferida desde el campo solar al ciclo Rankine con resolución mensual.....	97
Tabla 30 Energía eléctrica producida a partir del campo solar.....	98
Tabla 31 Requerimientos de superficie de terreno para el campo solar.....	100
Tabla 32 Energía anual producida por la central sin hibridar (Ingenio 3).....	101
Tabla 33 Energía anual producida por la central hibridada.....	102
Tabla 34 Factor de planta de la central hibridada.....	102
Tabla 35 Productividad de las centrales en función del tipo de combustible.....	103
Tabla 36 Volumen máximo de combustible líquido evitado por la operación del campo solar.....	104
Tabla 37 Volumen máximo de combustible líquido evitado por la operación.....	105
Tabla 38 Estimación de la producción de electricidad en escenario hidrológico medio....	107
Tabla 39 Incidencia de la producción energética de las centrales de biomasa hibridada en el abastecimiento al Sistema Nacional Interconectado.....	108
Tabla 40 Costos de Inversión de una instalación típica con colectores cilindro parabólicos.....	109
Tabla 41 Costos de Inversión ajustados de una instalación típica con colectores cilindro parabólicos.....	109
Tabla 42 Costos de Inversión de la instalación estudiada.....	110
Tabla 43 Costos de operación y mantenimiento anuales de la instalación estudiada.....	110
Tabla 44 Ingresos anuales por venta de energía eléctrica.....	111
Tabla 45 Valor Presente Neto y Tasa Interna de Retorno.....	111
Tabla 46 Resultados energéticos de la simulación con SAM.....	121
Tabla 47 Análisis de la energía producida por el campo solar.....	122
Tabla 48 Análisis de la energía producida por el campo solar.....	123
Tabla 49 Análisis de la energía eléctrica producida.....	125

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Diagrama T-V del proceso de calentamiento de agua (P= 1 atm).....	5
Figura 2 Diagrama conceptual del funcionamiento de una caldera de vapor.....	6
Figura 3 Diagrama conceptual del funcionamiento de una turbina de vapor.....	6
Figura 4 Turbina de Vapor de etapas múltiples.....	7
Figura 5 Diagrama conceptual de una central termoeléctrica de vapor.....	7
Figura 6 Representación esquemática del Ciclo Rankine Ideal Simple.....	8
Figura 7 Diagrama Temperatura - Entropía del Ciclo Rankine Ideal Simple.....	9
Figura 8 Representación del Ciclo Rankine con Supercalentador.....	10
Figura 9 Diagrama del Ciclo Rankine con Recalentamiento.....	11
Figura 10 Diagrama Temperatura - Entropía del Ciclo Rankine con Recalentamiento.....	11
Figura 11 Diagrama del Ciclo Rankine Regenerativo.....	12
Figura 12 Diagrama Temperatura - Entropía del Ciclo Rankine Regenerativo.....	13
Figura 13 Ciclo Rankine Regenerativo con Regenerador Cerrado.....	14
Figura 14 Procesos primarios y secundarios para el aprovechamiento energético de la biomasa.....	15
Figura 15 Proceso de Combustión de Biomasa integrado a un ciclo Rankine.....	17
Figura 16 Datos típicos de costos de generación con biomasa.....	20
Figura 17 Costos Nivelados de Producción de electricidad.....	21
Figura 18 Costos de Capital y de Operación y Mantenimiento de una planta de biomasa con lecho fluidizado.....	22
Figura 19 Sistema Híbrido Fotovoltaico – Eólico – Diésel.....	24
Figura 20 Hibridación con diversas tecnologías.....	24
Figura 21 Instalación Solar de Concentración.....	27
Figura 22 Tecnologías Termosolares de Media y Alta Temperatura.....	30
Figura 23 Central Termosolar CCP.....	31
Figura 24 Sistema de Almacenamiento Térmico (SAT).....	31
Figura 25 Modelo esquemático de una CCP.....	32
Figura 26 Modelo de una central de gas.....	34
Figura 27 Modelo de hibridación de una central de gas.....	35
Figura 28 Hibridación de una central termosolar con un ciclo de gas.....	36

Figura 29 Hibridación de una central termosolar con un ciclo de vapor.....	37
Figura 30 Hibridación de una central de vapor a través de una instalación.....	38
Figura 31 Modalidades de Hibridación en un ciclo combinado – 1.....	38
Figura 32 Modalidades de Hibridación en un ciclo combinado – 2.....	39
Figura 33 Vista general del Emplazamiento 1.....	43
Figura 34 Área_1 del Emplazamiento 1.....	44
Figura 35 Área_2 del Emplazamiento 1.....	44
Figura 36 Vista general del Emplazamiento 2.....	45
Figura 37 Área_1 del Emplazamiento 2.....	46
Figura 38 Área_2 del Emplazamiento 2.....	46
Figura 39 Vista general del Emplazamiento 3.....	47
Figura 40 Superficie de terreno del Emplazamiento 3.....	47
Figura 41 Distancia entre emplazamientos.....	50
Figura 42 Histograma de frecuencias de la DNI.....	51
Figura 43 Diagrama conceptual del Ingenio_1.....	54
Figura 44 Diagrama Unifilar Ingenio_1.....	54
Figura 45 Diagrama Productivo Ingenio_2.....	56
Figura 46 Diagrama Unifilar Ingenio_3.....	57
Figura 47 Consumo de Vapor del Ingenio_3.....	58
Figura 48 Sistemas térmicos aislados.....	60
Figura 48 Sistemas térmicos aislados.....	61
Figura 50 Integración del CCP en el lado de baja temperatura del Ciclo Rankine ...	62
Figura 51 Integración mixta del CCP al Ciclo Rankine.....	63
Figura 52 Estados de operación.....	65
Figura 53 Estados de operación del ciclo hibridado en el lado de la turbina.....	67
Figura 54 Estados de operación del ciclo hibridado en el lado de la bomba.....	69
Figura 55 Estados de operación del ciclo hibridado en el lado de la bomba.....	71
Figura 56 Diagrama conceptual de una instalación con colectores cilindro parabólicos.....	73
Figura 57 Variación del Número de Nusselt con el Número de Reynolds para receptores tubulares bajo condiciones de flujo variable.....	74
Figura 58 Eficiencia para diferentes niveles de irradiación.....	76

Figura 59 Ciclo de potencia de la central de biomasa en estudio.....	78
Figura 60 Variación de la potencia del campo solar y de la caldera en función de la temperatura de operación de la caldera.....	81
Figura 61 Variación del rendimiento optimizado y de la potencia del campo solar en función de la temperatura de operación de la caldera.....	81
Figura 62 Variación de la potencia del campo solar y de la caldera en función de la temperatura de operación de la caldera.....	83
Figura 63 Variación del rendimiento optimizado y de la potencia del campo solar en función de la temperatura de operación de la caldera.....	84
Figura 64 Evolución del rendimiento optimizado del ciclo en diversas condiciones de adición de calor.....	85
Figura 65 Evolución del rendimiento optimizado del ciclo en función de la potencia (kW) inyectada por el campo solar.....	87
Figura 66 Pérdidas Térmicas y eficiencia de cuatro tipos de HTF.....	89
Figura 67 Características físicas comparativos del Colector HelioTrough.....	90
Figura 68 Propiedades del Therminol VP-1.....	91
Figura 69 Energía térmica transferida desde el campo solar al ciclo Rankine con resolución mensual.....	98
Figura 70 Producción eléctrica anual del campo solar.....	99
Figura 71 Evolución del Factor de planta.....	103
Figura 72 Aporte energético en el S.N.I de centrales de biomasa hibridadas.....	108
Figura 73 Valor Presente Neto.....	112
Figura 74 Sensibilidad del VPN respecto de la tarifa y la tasa de descuento.....	113
Figura 75 Detalle de la Sensibilidad del VPN y TIR con la tarifa y tasa de descuento.....	113
Figura 76 Pantalla de inicio de SAM.....	115
Figura 77 Caso de estudio.....	116
Figura 78 Datos del campo solar.....	117
Figura 79 Datos del colector.....	118
Figura 80 Datos del tubo captador.....	119
Figura 81 Datos del ciclo de potencia.....	120
Figura 82 Información sobre sistemas de almacenamiento.....	120

Figura 83 Resultados de la ejecución de SAM.....	121
Figura 84 Registro de energía absorbida por el campo solar.....	123
Figura 85 Registro de energía térmica transferida al ciclo de potencia.....	124
Figura 86 Registro de energía eléctrica producida	125

RESUMEN

En este trabajo de tesis se analiza la viabilidad técnica y económica de aplicar hibridación a las centrales eléctricas que operan con biomasa y que entregan electricidad al Sistema Nacional Interconectado de Ecuador, a través de la integración de un campo termosolar de concentración cilindro parabólico tal que permita incrementar la producción de energía eléctrica. Para el efecto se analizan los principales elementos técnicos que son necesarios para integrar la energía producida por el campo solar al ciclo Rankine, partiendo de los requerimientos de calor del ciclo de potencia para determinar los requisitos de diseño generales del campo solar. Se realizan análisis teóricos y se aplican los conceptos a una instalación de biomasa existente. Se analiza termodinámicamente y bajo diversos escenarios, la transferencia de calor desde el campo solar hasta el ciclo de potencia considerando su conexión a la salida de la caldera, a la entrada de ésta y una configuración mixta. Se dimensiona el campo solar constituido por colectores termosolares cilindro parabólicos que proporcionan el calor requerido en el ciclo de potencia, así como la producción de calor en función del nivel de radiación solar disponible en los emplazamientos. Se determinan también los requerimientos de terreno para alojar el campo solar. Se estima la energía eléctrica de la central de biomasa hibridada con el campo solar y su aporte en la disminución de combustibles fósiles y reducción de emisiones en el Sistema Nacional Interconectado de Ecuador. Finalmente se analiza la viabilidad financiera del proyecto para diversos escenarios de costos de capital y de tarifas.

Palabras Clave:

- **BIOMASA**
- **TERMOSOLAR**
- **CONCENTRADORES**
- **HIBRIDACIÓN**
- **RANKINE**

ABSTRACT

In this thesis the technical and economic feasibility of applying hybridization to power plants operating on biomass and delivering electricity to the National Interconnected System Ecuador is analyzed, through the integration of parabolic trough collectors that increase the production of electricity. For this purpose, the main technical elements that are necessary to integrate the energy produced by the solar field into the Rankine cycle were analyzed. This analysis was based on the calculus of the amount of heat required in the power cycle, considered a start point by the general design parameters of the solar field. Theoretical analyzes were performed and the concepts were applied to an existing installation of biomass. A thermodynamic analysis under various heat transmission scenarios was applied to studied the heat transfer from the solar field to the power cycle, considering its connection to the output of the boiler, at the entrance of this and a mixed configuration. A dimensioning of the solar thermal field built of parabolic trough collectors was made considering the heat required in the power cycle and heat production, depending on the level of solar radiation available in sites. Land requirements were also determined to host the solar field. The electrical production of the hybridized biomass power plant with the solar field, the reduction of the fossil fuels use and emissions applied to the Interconnected National System of Ecuador were estimated. Finally the financial viability of the project for various scenarios of capital costs and tariffs was analyzed.

Key Words:

- **BIOMASS**
- **THERMOSOLAR**
- **COLLECTORS**
- **HYBRIDIZATION**
- **RANKINE**

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1. Definición del Problema

El factor de planta de la producción de electricidad de las centrales que operan con biomasa en Ecuador no alcanza el 100%. Este comportamiento se explica debido a que estas centrales no disponen de biomasa todo el año y están sujetas a periodos de indisponibilidad debidos a mantenimientos programados o salidas forzadas.

El incremento de la producción de las centrales requiere de la implementación de un mecanismo que permita mejorar la disponibilidad de las plantas para producir electricidad, con el fin de que aparezcan competitivas en el proceso de despacho.

Incrementar la disponibilidad de las plantas por medio de la reducción de los mantenimientos programados no es factible, debido a que debe cumplirse el plan de mantenimientos sugerido por el fabricante. Las paradas forzadas se producen aleatoriamente y por tanto no se pueden gestionar.

En esta tesis se propone incrementar la energía eléctrica de las plantas de biomasa a través de hibridación lograda mediante el acoplamiento de un campo termosolar de concentración que permita emplear la energía del sol para obtener vapor de agua. Este vapor se integraría al ciclo Rankine de la central incrementando la eficiencia del proceso cuando opere con biomasa, o convirtiéndola en una central termosolar en los meses en los cuales no dispone de bagazo de caña para la producción de electricidad.

2. Objetivos

2.1 General

Analizar la viabilidad técnica – económica de aplicar hibridación a las centrales eléctricas que operan con biomasa y que entregan electricidad al Sistema Nacional Interconectado de Ecuador, a través de la integración de un campo termosolar de concentración cilindro parabólico (CCP) que permita incrementar la producción de energía eléctrica.

2.2 Específicos

- Analizar la viabilidad técnica de emplear sistemas termosolares de concentración cilindro parabólica para hibridar centrales eléctricas que operan con biomasa y que están conectadas al Sistema Nacional Interconectado.
- Determinar el incremento de la producción de energía eléctrica como producto de la integración del ciclo termosolar.
- Cuantificar la influencia de la operación de las centrales de biomasa hibridadas en el abastecimiento de energía eléctrica al Sistema Nacional Interconectado.
- Analizar la viabilidad económica de emplear sistemas termosolares de concentración cilindro parabólica para hibridar centrales eléctricas que operan con biomasa y que están conectadas al Sistema Nacional Interconectado.

3. Alcance

Estudiar la factibilidad técnica y económica de aplicar procesos de hibridación basados en tecnología termosolar de colectores cilindro-parabólicos (CCP) a las centrales de generación eléctrica que operan con biomasa y que están conectadas al Sistema Nacional Interconectado de Ecuador.

Para el efecto se analizarán los principales elementos técnicos que son necesarios para integrar la energía producida por el campo solar al ciclo Rankine, partiendo de los requerimientos de calor del ciclo de potencia para determinar los requisitos de diseño generales del campo solar construido a base de colectores cilindro parabólicos. Se complementará el análisis técnico con un análisis financiero con el fin de determinar la viabilidad de un proyecto encaminado a la implementación de la propuesta.

4. Justificación e Importancia

Desde el punto de vista de la operación de cada central, el proceso de hibridación permite:

- Facilitar la operación durante períodos de escasez o ausencia de biomasa y la operatividad en general, al incrementarse la disponibilidad de energía térmica.
- Reducir del número de paradas de la turbina, dado que una vez hibridada puede mantenerse más tiempo en operación incrementando su eficiencia global y su participación en el despacho económico.
- Mejorar el factor de planta y el rendimiento económico de la central.
- Aumentar la vida útil de los equipos (se reduce el número de ciclos de parada y arranque).

- Incrementar la producción de energía de las centrales. En período de interzafra, operando como una central termosolar pura. A estos ingresos deben añadirse los ingresos adicionales que se generarían por el incremento en la eficiencia de producción de electricidad en el período de zafra, cuando las plantas operan en modalidad de biomasa.

En función de lo tratado, se advierten claras ventajas técnico económicas que la investigación propuesta permitiría confirmar.

CAPÍTULO II

CENTRALES TERMOELÉCTRICAS DE VAPOR

La humanidad profundizó en el desarrollo del fundamento teórico y práctico de hidrodinámica (estudio de la dinámica de los líquidos) en el siglo XVIII y de la termodinámica (rama de la Física que estudia los fenómenos relacionados con el calor) en el siglo XIX. Gracias a estos conocimientos se pudo desarrollar la tecnología para transformar el agua en vapor con fines industriales.

Como se conoce, el agua es uno de los elementos más abundantes en el planeta y sus características de alta densidad, elevado calor latente, baja viscosidad, no contaminante y ausencia de toxicidad constituyen características muy favorables para ser considerada como un excelente fluido de trabajo.

En la Figura 1 se muestra el proceso de cambio de fase del agua a la presión constante de 1 atmósfera.

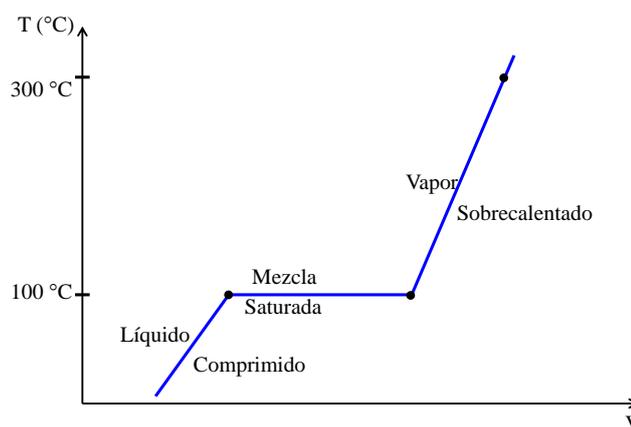


Figura 1 Diagrama T-V del proceso de calentamiento de agua ($P= 1 \text{ atm}$)

En el ámbito industrial, se emplean calderas para producir vapor a partir del agua corriente. Conceptualmente una caldera es un sistema que permite aprovechar el calor generado por la combustión de alguna fuente primaria de energía (carbón, biomasa, gas natural) o secundaria (derivados del petróleo) para elevar hasta la

temperatura del agua hasta convertirla en vapor. En la Figura 2 se encuentra un esquema conceptual del proceso.



Figura 2 Diagrama conceptual del funcionamiento de una caldera de vapor

El vapor producido por las calderas, que usualmente se encuentra a altas temperaturas y presiones, puede utilizarse en diversos procesos industriales. Una turbina de vapor convierte la energía térmica almacenada en forma de vapor en energía mecánica por medio del efecto del flujo de vapor a gran velocidad sobre los álabes de la turbina, provocando su giro, tal como se muestra en la Figura 3.

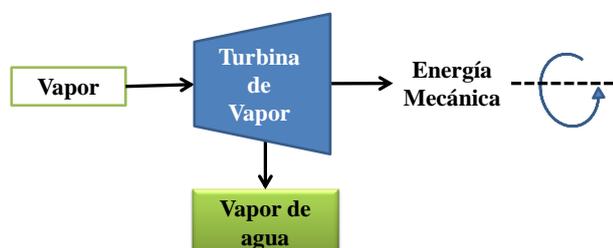


Figura 3 Diagrama conceptual del funcionamiento de una turbina de vapor

En su forma más simple, el proceso tiene como variables de salida la energía mecánica, reflejada en el giro del eje de la turbina a una cierta velocidad más torque y vapor de agua, a una presión y temperatura inferiores a las de entrada. Este vapor de agua puede todavía ser aprovechado para producir energía mecánica adicional si se inyecta a una segunda turbina, o incluso a una tercera, conforme se muestra en la Figura 4:

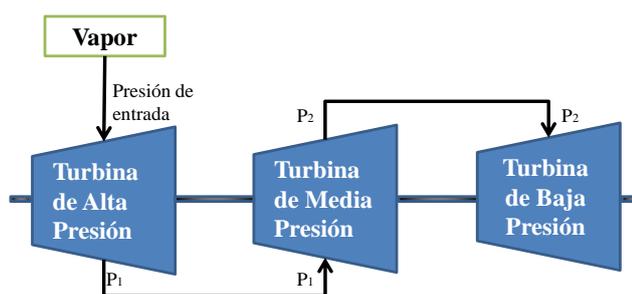


Figura 4 Turbina de Vapor de etapas múltiples

La energía mecánica que produce la turbina puede ser transferida al eje de un generador eléctrico en el que el giro del eje de la turbina a una velocidad y torque se transforma en electricidad. Esta configuración se conoce como central termoeléctrica de vapor. En este centro de transformación, una porción importante de la energía mecánica se transforma en energía eléctrica y otra en calor, que constituye pérdidas para el proceso. En la Figura 5 se esquematiza el proceso.

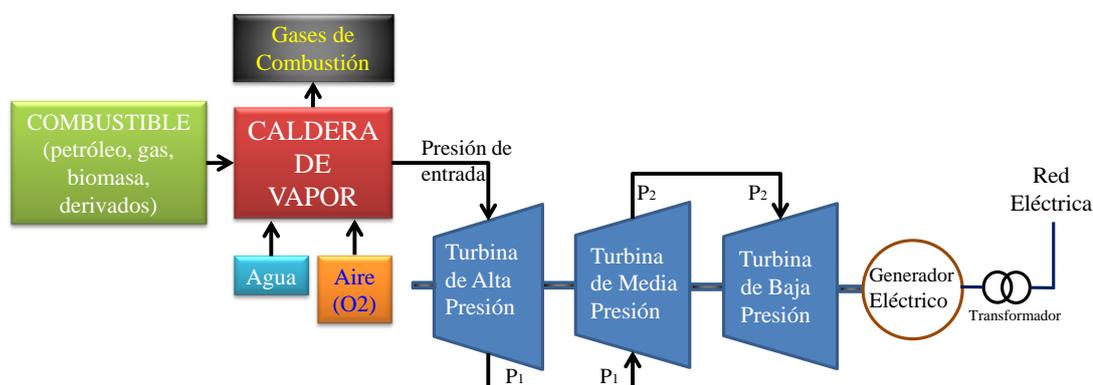


Figura 5 Diagrama conceptual de una central termoeléctrica de vapor

Una vez transformada la energía mecánica en eléctrica, esta es conectada al transformador el cual eleva el voltaje producido en bornes del generador eléctrico hasta alcanzar voltajes compatibles con la red de distribución (13.8 kV, 69 kV, por ejemplo) o con el sistema de transmisión (138 kV, 230 kV o 500 kV).

El proceso descrito hasta ahora de manera conceptual se describe de manera metódica en los siguientes párrafos. Posteriormente se hará énfasis en las centrales termoeléctricas de vapor que consumen biomasa como fuente primaria de energía para la producción de vapor en la caldera.

2.1 Ciclo Termodinámico Rankine

En este ciclo de potencia el fluido de trabajo es el agua la cual, dependiendo de la etapa, se vaporiza y condensa aprovechando las características del agua descritas al inicio de este capítulo. Este ciclo permite transformar la energía térmica en vapor y es empleado en centrales termoeléctricas de vapor que usan carbón, gas natural, derivados del petróleo, energía nuclear o biomasa.

A medida que el este ciclo de potencia se ha sido perfeccionado se ha logrado pasar de temperaturas y presiones bajas a incrementos importantes de estos parámetros, con el consiguiente aumento de la potencia de las turbinas y generadores.

2.1.1 Ciclo Rankine Ideal Simple

En las Figuras 6 y 7 se muestra un diagrama del proceso y los cambios de estado del fluido de trabajo.

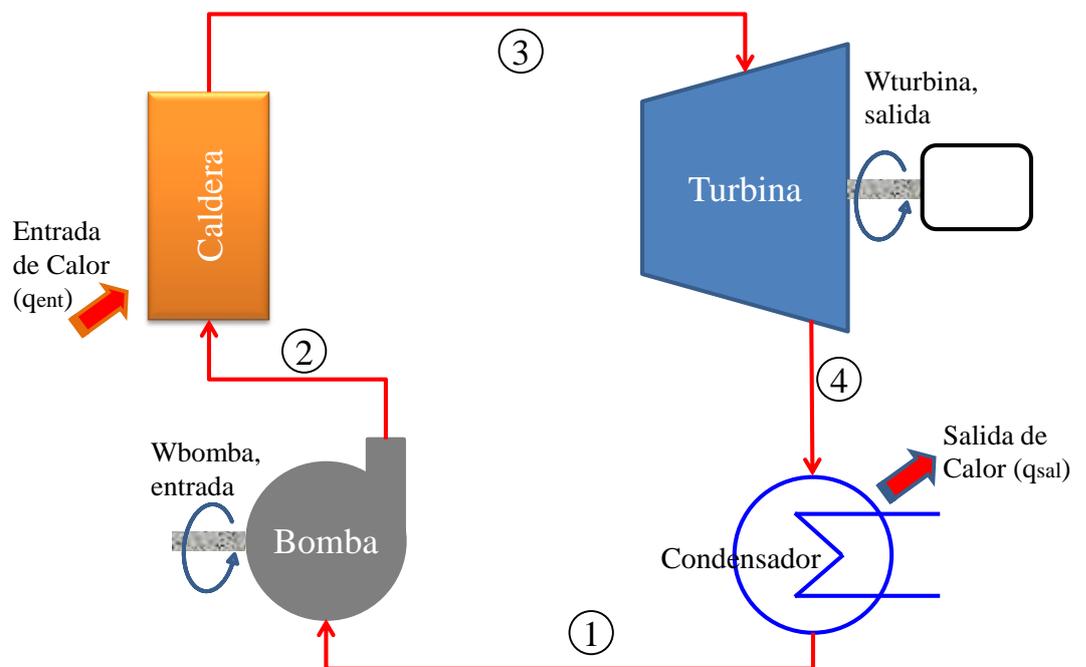


Figura 6 Representación esquemática del Ciclo Rankine Ideal Simple

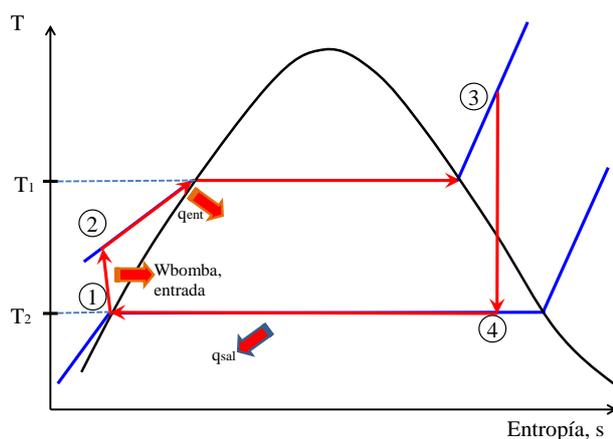


Figura 7 Diagrama Temperatura - Entropía del Ciclo Rankine Ideal Simple

El cambio de fases que sufre el agua se puede estudiar mediante un diagrama temperatura entropía como el de la Figura 7. En el estado 1 el agua ingresa a la bomba como un líquido sub enfriado (comprimido) luego de haber pasado por el condensador. La bomba realiza un trabajo de compresión hasta alcanzar la presión de operación de la caldera (estado 2). Habiendo entrado el agua a la caldera como un líquido saturado sale de ésta como vapor sobrecalentado (estado 3). La Caldera actúa como un intercambiador de calor transfiriendo el calor producido por la combustión de una fuente primaria o secundaria de energía (carbón, derivados del petróleo, gas, natural, biomasa, etc.) hacia el agua la cual cambia de estado de líquido a gaseoso.

El vapor sobrecalentado ingresa a la turbina y se expande isentrópicamente, produciendo trabajo al hacer girar el eje de la turbina. Tanto la temperatura del vapor como su presión disminuyen a su paso por la turbina hasta llegar al punto 4 (salida de la turbina). El vapor que ingresa al condensador aún contiene un alto porcentaje de vapor y un bajo contenido de líquido.

En el condensador el vapor húmedo se condensa a presión constante debido a la transferencia de calor con un medio externo, obteniéndose a la salida agua en estado líquido que inicia nuevamente el ciclo.

Con el fin de mejorar la eficiencia del ciclo, una solución práctica que incluso evita que ingresen gotas de agua a la turbina, las cuales podrían erosionar a la larga el material de los álabes, es implementar un lazo de calentamiento adicional a través de un intercambiador denominado supercalentador, que permite obtener un vapor seco de calidad a la entrada de la turbina, tal como se muestra en la Figura 8.

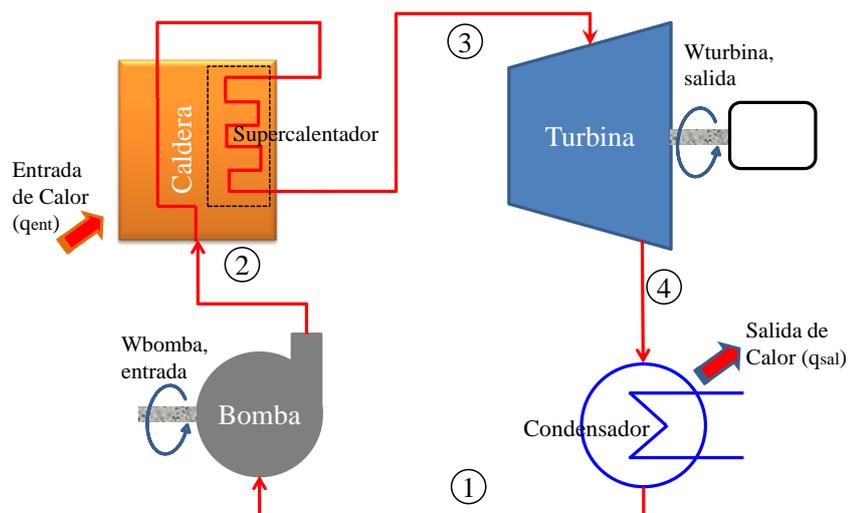


Figura 8 Representación del Ciclo Rankine con Supercalentador

Obsérvese que el estado 3 alcanza la zona del vapor sobrecalentado, en el cual el vapor ha superado la fase de la saturación, presentándose condiciones apropiadas para la expansión al interior de la turbina.

2.1.2 Ciclo Rankine con Recalentamiento

En esta configuración se pretende mejorar la eficiencia del ciclo incrementando la temperatura media de adición de calor mediante el siguiente arreglo que se muestra en las Figuras 9 y 10:

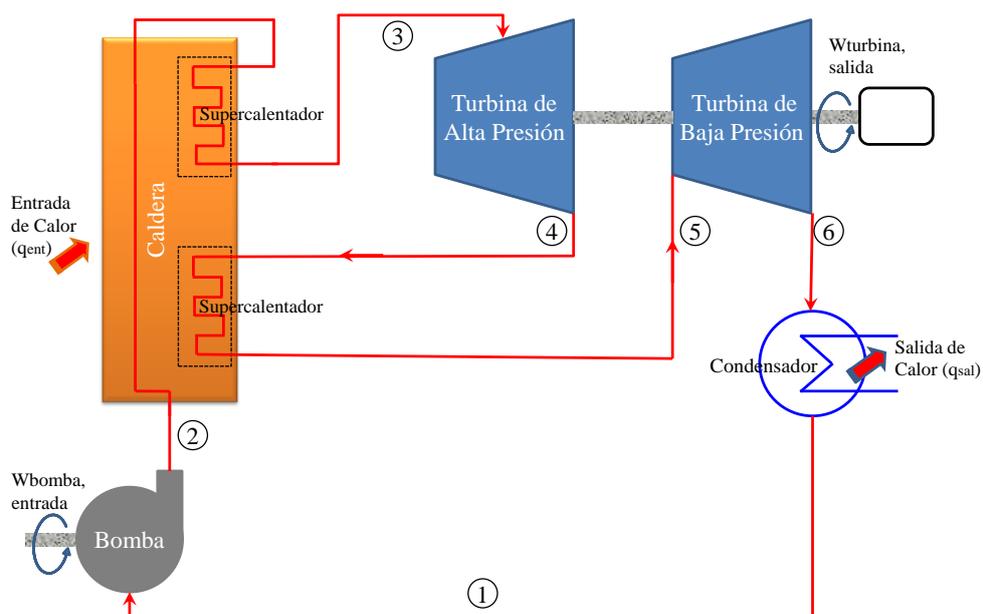


Figura 9 Diagrama del Ciclo Rankine con Recalentamiento

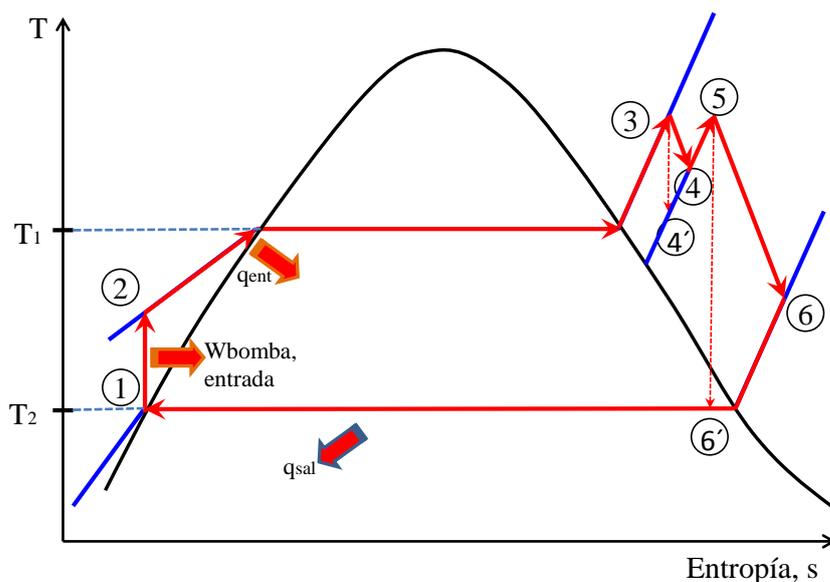


Figura 10 Diagrama Temperatura - Entropía del Ciclo Rankine con Recalentamiento

El vapor se expande parcialmente en la turbina de alta presión y es derivado nuevamente a la caldera en donde recibe calor e incrementa su temperatura hasta valores compatibles con la entrada de la segunda etapa de la turbina. En estas condiciones, el vapor se dirige a la turbina de baja presión en donde se expande para realizar trabajo. El circuito se cierra cuando el vapor se condensa en el condensador y el agua es bombeada

nuevamente a la caldera. En ocasiones, el circuito contiene tres turbinas: alta, media y baja presión operando bajo el mismo principio conforme el diagrama conceptual mostrado en la Figura 5.

2.1.3 Ciclo Rankine con Regeneración

En esta configuración se desarrolló con el propósito de incrementar la eficiencia del ciclo en el entendido de que si el agua que se pretende evaporar en la Caldera tiene ya un componente importante de calor almacenado se requeriría menos calor para convertirla en vapor.

Esto se logra haciendo fluir el calor expandido en la turbina en contracorriente con el agua que está por ingresar a la Caldera. El objetivo es obtener agua en estado de saturación o un estado muy similar a la entrada de la Caldera, conforme se muestra en las Figuras 11 y 12.

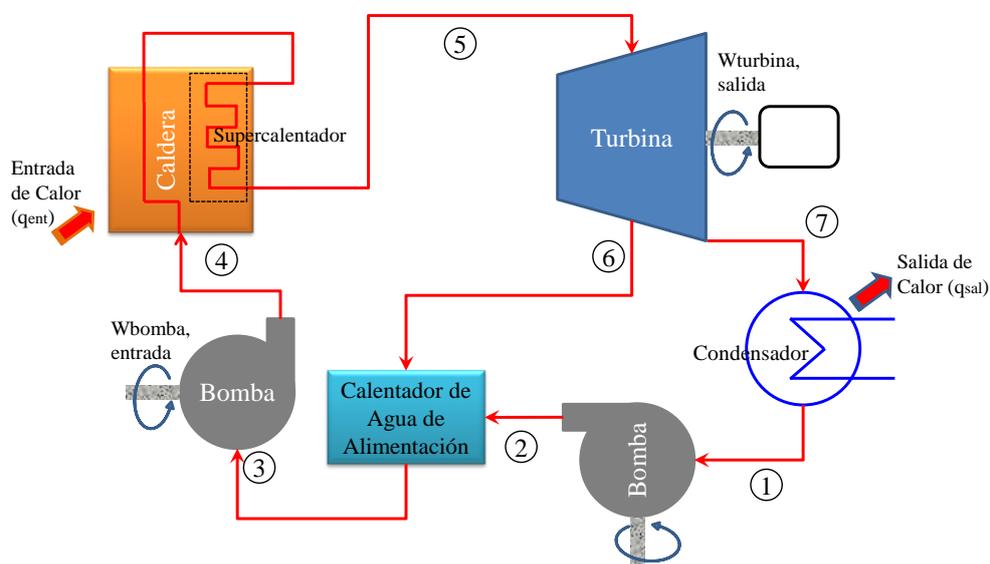


Figura 11 Diagrama del Ciclo Rankine Regenerativo

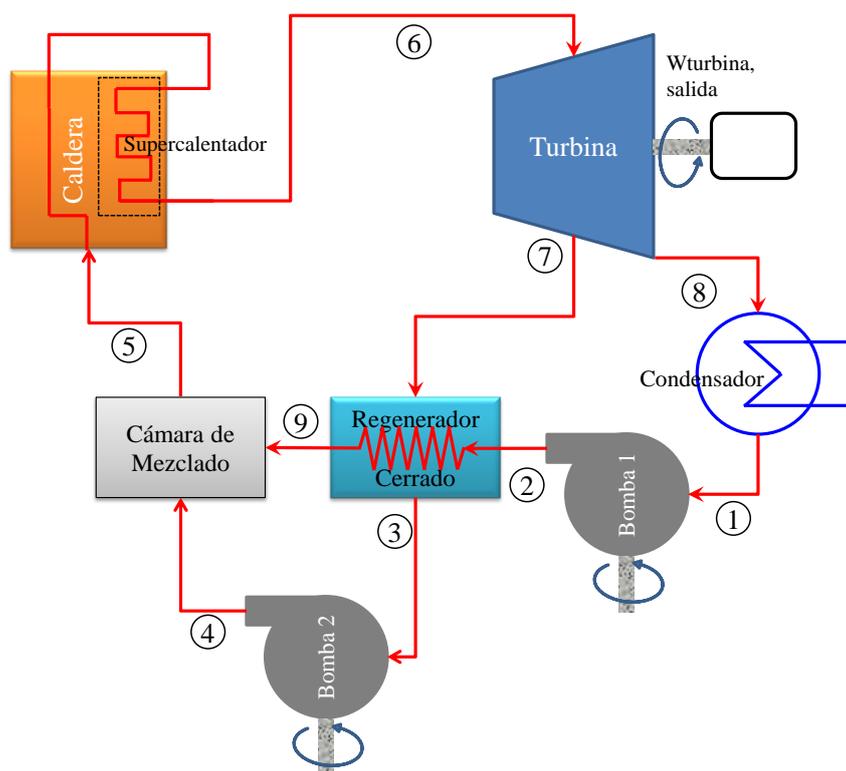


Figura 13 Ciclo Rankine Regenerativo con Regenerador Cerrado

2.2 Funcionamiento de los generadores de vapor que operan con biomasa

“La biomasa es básicamente una fuente de energía solar, recogida y almacenada inicialmente por las plantas durante el proceso de fotosíntesis mediante el cual el dióxido de carbono se captura y se convierte principalmente en la forma de celulosa, hemi-celulosa y lignina. Por tanto, el término biomasa abarca una gama de materiales orgánicos producidos a partir de plantas y animales que se alimentan de las plantas. La biomasa puede ser recogida y convertida en bioenergía útil. Incluye residuos de cultivos, residuos forestales y de proceso de madera, animales, desechos, incluyendo las aguas residuales humanas, municipales de residuos sólidos urbanos (RSU) (con exclusión de los plásticos y los componentes no orgánicos), los residuos de procesamiento de alimentos, de propósito crecido los cultivos energéticos y los bosques de rotación corta”(International Energy Agency, 2007)

Los procesos primarios y secundarios para el aprovechamiento energético de la biomasa se recogen en el esquema 2.14:



Figura 14 Procesos primarios y secundarios para el aprovechamiento energético de la biomasa

Se define el Poder Calorífico de un combustible como la cantidad de energía (calorías o kilocalorías) que se desprende al quemarse una determinada masa de combustible (g o kg). Por tanto el Poder calorífico se mide en cal/g o kcal/kg, en unidades del Sistema Internacional.

Se refiere al Poder Calorífico Superior (P.C.S) cuando “el comburente (aire u oxígeno) está seco y en condiciones normales (0 °C y 1 atm.) y se enfrían los productos de la combustión hasta 0 °C condensándose el vapor de agua formado. El Poder Calorífico Interior (P.C.I) es el valor del P.C.S menos el calor latente de vaporización de la cantidad de agua condensada”(Ortega, 2000).

Si se conoce la composición porcentual de los componentes químicos más importantes de la biomasa se puede determinar su P.C.S con la siguiente expresión (Ortega, 2000)

$$P.C.S = \frac{8.100 \cdot \%C + 34.000 \cdot \left(\%H - \frac{\%O}{8}\right) + 2.500 \cdot \%S}{100} \quad (1)$$

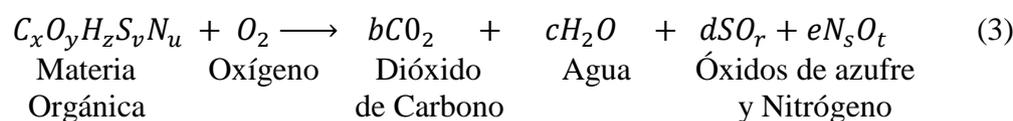
Calculado el P.C.S, si se conoce el porcentaje de humedad (%h) del combustible se puede calcular el P.C.I como sigue (Ortega, 2000):

$$P.C.I = P.C.S - 560 \frac{\%h}{100} \quad (2)$$

Cuando se quema biomasa para producir vapor de alta presión para la producción de electricidad se obtienen rendimientos entre el 25% y el 35%.

2.2.1 Centrales Termoelectricas de Vapor que operan con biomasa a través de encendido directo

En el proceso de combustión directa de la biomasa ya sea en los procesos primarios o secundarios se produce una reacción química de oxidación (el oxígeno actúa como comburente) exotérmica entre los componentes de la biomasa y el oxígeno, conforme a la siguiente ecuación estequiométrica (Ortega, 2000):



La calidad de la combustión depende del estado de la biomasa. Si ésta contiene un porcentaje de humedad que supera al 15% se producirán volúmenes de carbón y de monóxido de carbono en cantidades apreciables, por lo que antes de ser quemada debe someterse a un proceso de secado para eliminar el agua en exceso.

El calor se transfiere a una caldera que contiene tubos a través de los cuales circula agua, cuya temperatura se eleva hasta producir vapor como parte del ciclo Rankine descrito anteriormente y tal como se observa en la Figura 15.

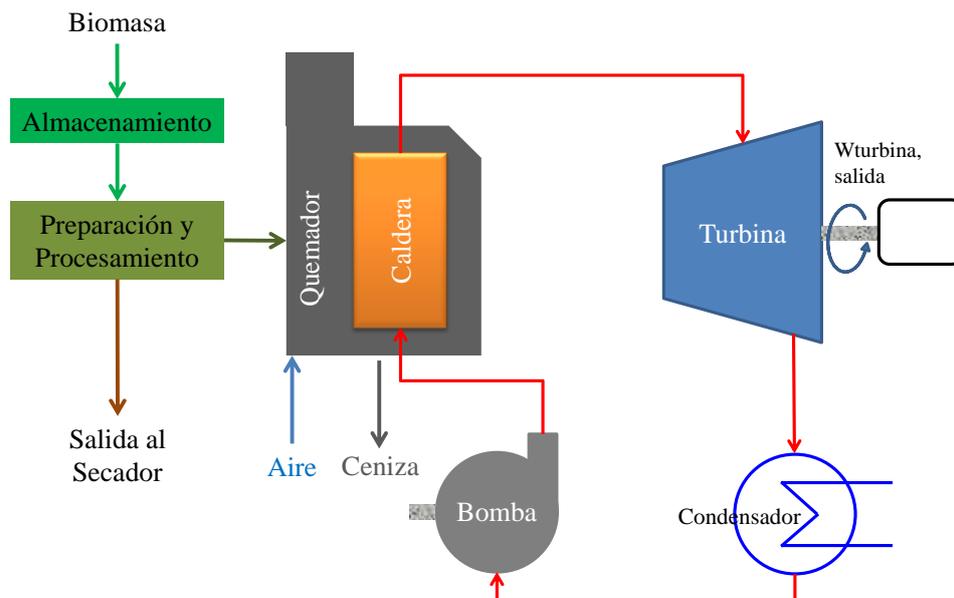


Figura 15 Proceso de Combustión de Biomasa integrado a un ciclo Rankine

Usualmente en el interior del quemador (horno) existe una rejilla móvil que permite dispersar de manera uniforme la biomasa a ser quemada y posteriormente retirar la ceniza. El aire entra al horno por la parte inferior de la rejilla, regulando la temperatura máxima de operación del horno en función del contenido de humedad de la biomasa.

La potencia de las centrales de biomasa con encendido directo oscilan entre 25 y 50 MW y operan con temperaturas de combustión usualmente bajas y eficiencias del orden del 25% al 35%. Este tipo de generadores se prefieren cuando se tiene disponibilidad en el sitio de gran cantidad de residuos, por ejemplo bagazo de caña.

2.3 Costos operativos de las centrales que operan con biomasa

Debido a que existe una gran variedad de fuentes de suministro de biomasa y procesos de conversión es difícil establecer costos de la electricidad producida. En función del alcance del presente estudio, el análisis se orientará a plantas que operan a través de combustión directa de biomasa, conforme al principio descrito en el numeral 2.2.1 anterior.

En general, los costos de instalar y operar la central de generación consideran costos de capital y de operación y mantenimiento.

Los costos de capital consideran el gasto en:

- Dotación e instalación de materiales civiles y estructurales,
- Suministro e instalación de equipos mecánicos,
- Instrumentación eléctrica y de control,
- Costos indirectos, tasas, contingencia, y
- Costos del propietario (excluyendo costos financieros del proyecto).

Mientras que los costos de Operación y Mantenimiento (O&M) suelen descomponerse en Costos Fijos de Operación y Mantenimiento y Costos Variables de Operación y Mantenimiento.

Los Costos Fijos de O&M (Fixed O&M) son aquellos que no varían de manera significativa con la operación de la planta e incluyen:

- Dotación de personal y sueldos mensuales,
- Bonificaciones a los operadores de la planta,
- Alquiler de equipos y mano de obra temporal,
- Gastos generales y administrativos relacionados con la Planta (correo, teléfono, etc.)

- Mantenimiento preventivo y predictivo de rutina realizada durante las operaciones, el cual incluye:
 - Mantenimiento de circuitos de agua, bombas de alimentación, tuberías de vapor principal y sistemas de desmineralización,
 - Mantenimiento de equipos de la planta eléctrica, que incluye servicio de agua, sistema de control distribuido, sistema de condensado y filtros de aire,
 - Mantenimiento de equipos misceláneos de la planta misceláneos, tales como equipos de comunicación, suministro de aire de servicio y de agua del sistema; y,
 - Equipos de apoyo de la Planta tales como herramientas, equipos de taller y alquiler de equipos y suministros de seguridad

- Mantenimiento de estructuras y terrenos

Los Costos Variables de Operación y Mantenimiento (Variable O&M) son aquellos que varían directamente con la operación de la planta, es decir tienen relación directa con la energía producida. Estos costos incluyen:

- Suministro de biomasa,
- Suministro de agua,
- Gastos de desechos y la eliminación de aguas residuales,
- Compra de energía (que se incurre en sentido inverso a las horas de funcionamiento), cargos por demanda y las utilidades relacionadas,
- Productos químicos, catalizadores y gases,
- Suministros para la reducción catalítica selectiva, según corresponda,
- Lubricantes; y,
- Bienes y suministros fungibles

Se debe considerar también el Mantenimiento Mayor, el cual usualmente requiere parar la planta por tiempos prolongados y normalmente se realiza una

vez al año en función del nivel de producción, el número de arranques y las recomendaciones del fabricante. Los costos son elevados e incluyen:

- Reacondicionamiento general del quipo motor primario,
- Mano de obra del Mantenimiento Mayor
- Mantenimiento de las partes; y,
- Mantenimiento de sistemas contra incendios

Los costos del Mantenimiento mayor se incluyen generalmente en los Costos Fijos de Operación y Mantenimiento aunque pueden también colocarse en todo o en parte en los Costos variables de O&M, dependiendo del tamaño de la planta.

En el reporte “Biomass for Power Generation and CHP” (Europe & Etp, 2007) publicado por la Agencia Internacional de Energía en el año 2007 se establecen los siguientes costos para la producción de electricidad con biomasa:

Data Confidence – Power generation from biomass includes a number of processes and feedstocks. Data refer to typical technologies but wide ranges exist, depending on process, feedstock, transport and local conditions.

Technologies	Efficiency % (LHV)	Typical size MWe	Typical Costs ¹	
			Capital, \$/kW	Electricity, \$/kWh
Co-firing	35-40	10-50	1100-1300	0.05
Dedicated steam cycles	30-35	5-25	3000-5000	0.11
IGCC	30-40	10-30	2500-5500	0.11-0.13
Gasific.+engine CHP ²	25-30	0.2-1	3000-4000	0.11
Stirling engine CHP	11-20	<0.1	5000-7000	0.13

Figura 16 Datos típicos de costos de generación con biomasa(Europe & Etp, 2007)

Según este reporte, la tecnología de combustión directa de biomasa integrada a un ciclo de vapor para potencias del orden de 5 a 25 MW tiene costos de inversión de entre 3,000 y 5,000 \$/kW y un costo promedio de energía producida de 11 c\$/kWh.

Del informe “Projected Costs of Generating Electricity” 2010 Edition (Iea, 2010) de la Agencia Internacional de la Energía, se extrae la siguiente información respecto de los costos nivelados de construcción y operación de plantas que operan con biomasa por combustión directa.

Country	Technology	Net capacity	Load factor	Overnight costs ¹	Investment costs ²		Decommissioning costs		Fuel costs	O&M costs ³	LCOE	
					5%	10%	5%	10%			5%	10%
		MWe	%	USD/kWe	USD/kWe	USD/MWh	USD/MWh	USD/MWh	USD/MWh	USD/MWh	USD/MWh	
Netherlands	Onshore wind	3	25%	2 076	2 128	2 178	0.73	0.28	0.00	17.83	85.52	122.04
	Offshore wind	5	41%	5 727	5 996	6 268	1.13	0.44	0.00	10.63	128.72	196.53
	Solar PV (Industrial)	0.03	10%	5 153	5 280	5 404	4.67	1.80	0.00	35.16	469.93	704.78
	Solar PV (Residential)	0.0035	10%	6 752	6 919	7 082	6.12	2.36	0.00	57.13	626.87	934.63
	Solid BioM and BioG	11	85%	7 431	7 614	7 793	1.11	0.51	74.82	4.49	160.50	197.04
	Solid Biomass	20	85%	5 153	5 280	5 404	0.77	0.35	69.06	4.52	129.88	155.21
United States	Onshore wind	150	41%	1 973	2 041	2 109	0.42	0.16	0.00	8.63	48.39	70.47
	Offshore wind	300	43%	3 953	4 169	4 394	0.75	0.29	0.00	23.63	101.02	146.44
	Solar PV	5	24%	6 182	6 365	6 545	0.11	0.04	0.00	5.71	215.45	332.78
	Solar Thermal	100	24%	5 141	5 518	5 913	1.85	0.71	0.00	27.59	211.18	323.71
	Solid Biomass	80	87%	3 830	4 185	4 564	0.14	0.03	6.73	15.66	53.77	80.82
	Biogas	30	90%	2 604	2 795	2 995	0.18	0.06	0.00	24.84	47.53	63.32
	Geothermal	50	87%	1 752	1 892	2 041	0.15	0.06	0.00	18.21	32.48	46.76
	NON-OECD MEMBERS											
Brazil	Large Hydro	800	55%	1 356	1 471	1 595	0.00	0.00	0.00	2.31/2.42	18.70	34.30
	Large Hydro	300	55%	1 199	1 361	1 538	0.00	0.00	0.00	2.31/2.42	17.41	33.13
	Large Hydro	15	55%	2 408	2 529	2 651	0.00	0.00	0.00	5.20/5.80	38.53	61.46
	Biomass (Woodchip)	10	85%	2 732	3 077	3 456	0.00	0.00	19.13	26.25/31.49	77.73	102.60

Figura 17 Costos Nivelados de Producción de electricidad (Iea, 2010)

- Los Overnight costs se refieren a costos por adquisición de terrenos, ingeniería y construcción sin considerar los intereses durante la construcción.
- Los Investment costs contienen a los Overnight costs pero añadiendo los intereses durante la construcción, para tasas de descuento del 5% y del 10%.
- Los Decommissioning representan los costos de desmantelamiento de la planta una vez concluido el período de vida útil.
- Fuel Costs es el costo de disponer de la materia prima (biomasa).
- O&M cost son los costos de Operación y Mantenimiento por cada unidad de energía producida. Cuando se muestran dos valores uno corresponde a la tasa de descuento del 5% y del 10% respectivamente.
- LCOE es el costo nivelado de la energía que considera los costos anteriores.

De la información anterior se recuperan los siguientes datos relacionados con los costos de Operación y Mantenimiento:

Tabla 1
Costos de Operación y Mantenimiento

País	Tecnología	Costos O&M (c\$/ kWh)
Países Bajos	Biomasa Sólida	0.452
USA	Biomasa Sólida	1.566
Brasil	Biomasa (residuos de madera)	2.625 / 3.149

En el estudio Updated Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants desarrollado por la U.S. Energy Information Administration en abril de 2013 (US_Energy_Information, 2013) se encuentran costos asociados a centrales de biomasa con lecho fluidizado. Esta tecnología contiene una mejora respecto de la mostrada en el numeral 2.2.1 al incorporar en el horno una capa de material refractario muy fina, como la arena, la cual se agita por medio de un chorro de aire bajo presión haciendo que se comporte como un fluido, que al expandirse genera condiciones de mezcla sólido-gas y homogeneidad térmica que favorecen la transferencia de calor gracias a que la partículas se mantienen suspendidas y en constante agitación.

Technology: BBFB	
Nominal Capacity (ISO): 50,000 kW	
Nominal Heat Rate (ISO): 13,500 Btu/kWh-HHV	
Capital Cost Category	(000s) (October 1, 2012\$)
Civil Structural Material and Installation	14,500
Mechanical Equipment Supply and Installation	79,600
Electrical / I&C Supply and Installation	18,000
Project Indirects ⁽¹⁾	38,250
EPC Cost before Contingency and Fee	150,350
Fee and Contingency	21,049
Total Project EPC	171,399
Owner Costs (excluding project finance)	34,280
Total Project Cost (excluding finance)	205,679
Total Project EPC / kW	3,428
Owner Costs 20% (excluding project finance) / kW	686
Total Project Cost (excluding project finance) / kW	4,114

(1) Includes engineering, distributable costs, scaffolding, construction management, and start-up.

Technology:	BBFB
Fixed O&M Expense	\$105.63/kW-year
Variable O&M Expense	\$5.26/MWh

Figura 18 Costos de Capital y de Operación y Mantenimiento de una planta de biomasa con lecho fluidizado (US_Energy_Information, 2013)

CAPÍTULO III

ESTADO DEL ARTE DE LAS TECNOLOGÍAS DE HIBRIDACIÓN

3.1 Concepto

Se puede conceptualizar la hibridación de las fuentes de energía como la combinación de dos o más fuentes de energía primaria (hidráulica, eólica, gas natural, solar, etc.), para obtener una fuente de energía secundaria (electricidad, vapor, calor de proceso etc.).

La hibridación implica la combinación de diversos centros de transformación de la energía, cada una con su tecnología, en una combinación aparentemente disímil. En el ámbito de la generación de electricidad pueden hibridarse centrales que funcionan con combustibles fósiles y que operan con ciclos termodinámicos Rankine, Brayton o Diésel con instalaciones solares fotovoltaicas, termosolares o incluso eólicas. También se pueden presentar combinaciones enteramente renovables como la hibridación de centrales eólicas con fotovoltaicas, eólicas con hidroeléctricas.

Con el propósito de ejemplificar el concepto, en la Figura 19 se muestra el esquema de un sistema fotovoltaico – eólico – diésel, que aprovecha la energía renovable para complementar el sistema de combustible fósil en una instalación aislada de la red eléctrica.

En este sistema híbrido, existe operación combinada de los sistemas, más no necesariamente en paralelo. El arreglo está dotado de un inversor y de un rectificador, con la finalidad de adecuar las señales de voltaje conforme el tipo de carga. Posee un sistema de almacenamiento constituido por un banco de baterías. Cualquiera de las fuentes de energía eléctrica puede a su turno actuar como sistema principal, dependiendo de la disponibilidad de las fuentes renovables de energía. Se requiere de un sistema de control electrónico apropiado que permita

operar el sistema. En conjunto, el arreglo ofrece economía en el uso de combustibles fósiles y gran confiabilidad en el abastecimiento de la carga.

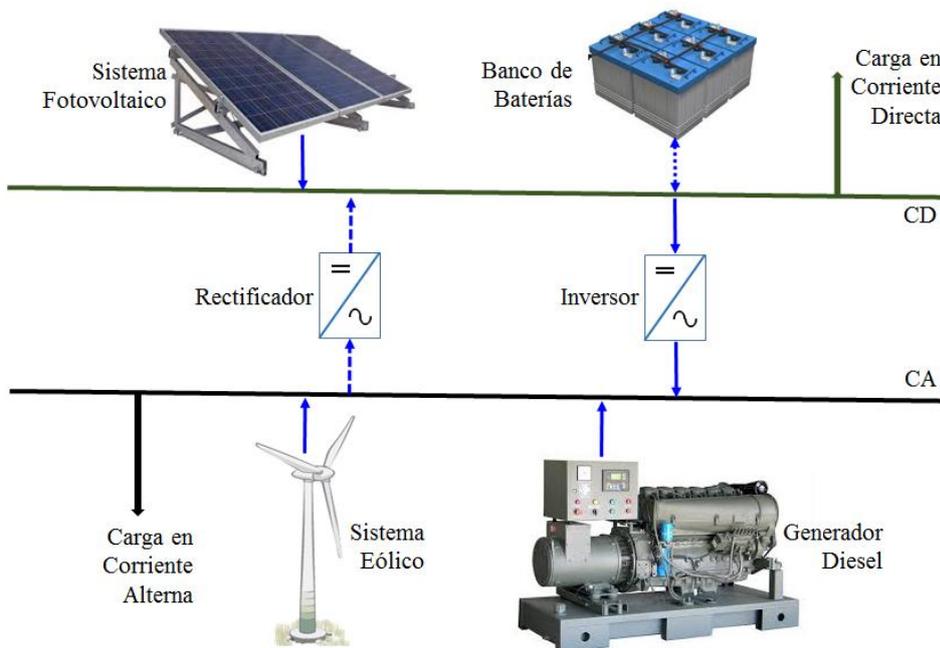


Figura 19 Sistema Híbrido Fotovoltaico – Eólico – Diésel

En la siguiente figura se resumen las principales combinaciones de hibridación:

CENTRALES	Eólicas	Fotovoltaicas	Termosolares	Biomasa	Termoeléctrica Ciclo Diésel	Termoeléctrica Ciclo Brayton	Termoeléctrica Ciclo Rankine
Eólicas							
Fotovoltaicas							
Termosolares							
Biomasa							

Figura 20 Hibridación con diversas tecnologías

En esta tesis se analiza la hibridación de centrales existentes que operan con biomasa con una instalación termosolar a base de concentradores cilindro parabólicos. En la siguiente tabla se muestran las principales ventajas y desventajas del uso de sistemas híbridos en sistemas eléctricos, criterios desarrollados en base al informe “Sistemas Híbridos Soluções Energéticas para a Amazônia”(Tavares, Oliveira, Silva, & Al, 2008):

Tabla 2

Ventajas y desventajas de los sistemas híbridos en electrificación (Tavares et al., 2008)

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
UBICACIÓN	Recursos energéticos: utilización de recursos disponibles localmente	Recursos energéticos: el nivel de disponibilidad de recursos energéticos debe ser suficiente para la generación de electricidad
EQUIPAMIENTO E INVERSIÓN	Flexibilidad: sistemas fácilmente escalables debido a la modularidad de los subsistemas de generación	Inversión inicial: muy elevada debido a la necesidad de importar los principales equipamientos de generación
OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	Sistemas independientes: no requieren estar conectados a la red eléctrica convencional. Confiability: generalmente el nivel de mantenimiento para la generación renovable es bajo y se observa reducción para los sistemas de generación convencional. Generación: proximidad a la carga (en forma de generación distribuida). Calidad de la Energía: mejora en la continuidad del servicio.	Sistema de Almacenamiento: necesidad de almacenamiento de energía en función de la intermitencia de las fuentes primarias. Baterías: ciclo de vida relativamente corto comparado con los demás equipamientos del sistema. Sistema de Control: llega a ser bastante complejo dependiendo del tamaño del sistema.
CRITERIOS AMBIENTALES	Emisiones: ambientalmente benigno, bajo nivel de emisión de CO ₂ y otros gases si se compara con la producción de electricidad exclusivamente a través de combustibles fósiles.	Baterías: necesidad de reciclar las baterías descartadas. Tamaño del Sistema: para sistemas grandes requiere ocupación de grandes áreas, complicando también el aspecto visual.
ORGANIZACIÓN	Usuarios: completamente adaptables a las necesidades energéticas de los usuarios.	Usuarios: necesidad de un mayor involucramiento de los usuarios, especialmente en sistemas aislados.

En la Tabla 3 se clasifican las diferentes estrategias de hibridación en sistemas de producción de energía eléctrica.

Tabla 3
Hibridación en Sistemas Eléctricos (Tavares et al., 2008)

CLASIFICACIÓN	SUBCLASIFICACIÓN	CARACTERÍSTICAS
En función de la Conexión a la Red Eléctrica	Sistemas Aislados: la carga solo dispone del sistema híbrido como proveedor de electricidad.	<ul style="list-style-type: none"> • Requieren de algún tipo de sistema de almacenamiento de energía. • En sistemas grandes forman parte de mini redes. • Pueden ser sistemas monofásicos o trifásicos.
	Sistemas Integrados: operan como un complemento a la red eléctrica para el abastecimiento de la carga.	<ul style="list-style-type: none"> • No requieren de sistemas de almacenamiento. • Requieren de equipamiento para garantizar el sincronismo con la red eléctrica. • En ciertas circunstancias pueden entregar energía a la red eléctrica.
En función de la prioridad en el uso de la fuente primaria de energía En función de la configuración	Sistemas basados en fuentes de energía no renovable: el componente renovable se emplea solo en horas de baja demanda.	<ul style="list-style-type: none"> • Si existe exceso de energía renovable, ésta se almacena con algún mecanismo para su utilización futura. • El porcentaje de cubrimiento de la demanda con energía renovable es bajo.
	Sistemas basados en energía renovable: el componente renovable se emplea únicamente cuando escasea el recurso renovable o en horas de alta demanda.	<ul style="list-style-type: none"> • El componente renovable es predominante. • El uso del sistema de almacenamiento es intensivo.
En función de la Configuración	Serie: existe un único nodo de abastecimiento eléctrico a la carga.	<ul style="list-style-type: none"> • Los sistemas de producción de energía renovable y no renovable alimentan a un sistema de almacenamiento, que suministra energía a la carga. • Se requiere de un sistema de control que administre el funcionamiento de la carga. • La eficiencia global del sistema es baja
	Paralelo: varias fuentes de energía alimentan a la carga	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere un complejo sistema de control que permita mantener el sincronismo. • La eficiencia global del sistema mejora. • Menor equipamiento

3.2 Tecnología de instalaciones de generación eléctrica en base a Colectores Cilíndrico Parabólicos

En general, los sistemas termo solares emplean la energía del sol para producir calor que se emplea en múltiples aplicaciones, entre las cuales se encuentra la producción de electricidad a gran escala en las instalaciones solares de concentración (CSP – Concentrating Solar Power – CSP en idioma inglés). En este tipo de aplicaciones se requieren de elevadas temperaturas, compatibles con las que son necesarias en un ciclo Rankine al cual van generalmente asociadas.

La siguiente figura permite entender mejor el proceso de conversión de energía:

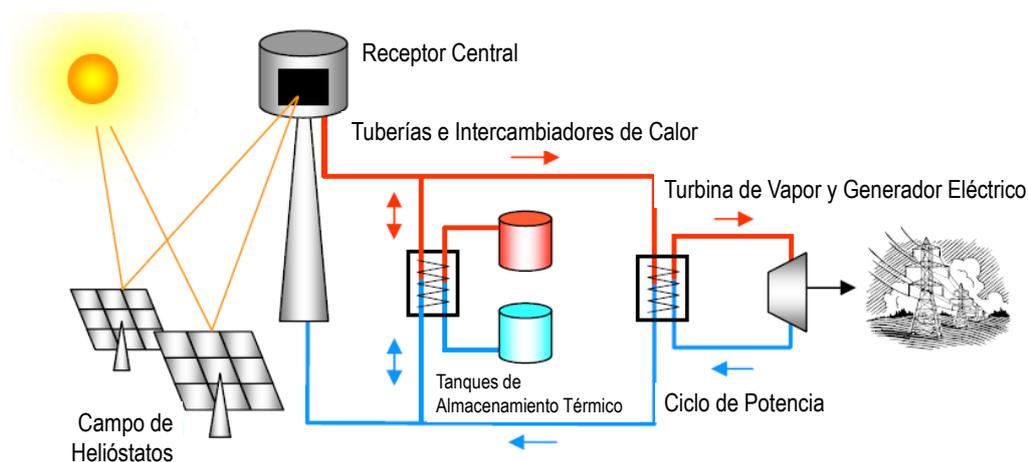


Figura 21 Instalación Solar de Concentración(Clifford, 2008)

El *Campo de Heliostatos* está constituido por miles de espejos que permiten reflejar los rayos solares hacia un punto de concentración denominado Receptor Central, que permite elevar la temperatura de una sustancia o fluido portador de calor. En general se denomina *Campo Solar* a la sección de la central que permite captar de inicio la radiación solar. En este caso el campo solar está constituido por los heliostatos. En una instalación solar fotovoltaica el campo solar está integrado por los paneles solares fotovoltaicos.

La sustancia calentada permite vaporizar agua cuando se hace circular a través de tuberías por un intercambiador de calor. El agua vaporizada se deriva a una turbina en la modalidad de un ciclo Rankine. La sustancia portadora de calor regresa al receptor central para ser nuevamente calentada. También se puede almacenar el calor de la sustancia portadora de calor en tanques de almacenamiento térmico, con el fin del guardar el calor para mantener funcionando el ciclo Rankine aún en horas de la noche o conforme a las necesidades de la planta.

La energía aprovechable durante el ciclo depende directamente de las temperaturas de trabajo; sin embargo, la máxima eficiencia teórica en la conversión termodinámica se alcanza en función de las diferencias de temperaturas entre la sección caliente T_{hot} y la sección fría T_{cold} del ciclo, en línea con la eficiencia del ciclo de Carnot:

$$\eta = \frac{T_{hot} - T_{cold}}{T_{hot}} \quad (4)$$

Una elevada temperatura de trabajo en el lado caliente y una baja temperatura en el lado del vapor exhausto proporcionan mayor eficiencia en la conversión de energía solar en electricidad. La temperatura del lado caliente, sin embargo, está limitada por las propiedades del medio de trabajo. La temperatura del lado frío está ampliamente determinada por el método de enfriamiento y el medio ambiente, disponibles para disipar el calor exhausto (Patel, 2006).

Las tecnologías para el aprovechamiento de la energía solar térmica con fines de producción de electricidad se pueden organizar en aplicaciones de Media temperatura ($90^{\circ}\text{C} < T < 500^{\circ}\text{C}$) y de Alta temperatura ($T > 500^{\circ}\text{C}$).

Los Colectores Cilindro Parabólicos – CCP (PTC por el acrónimo en inglés de Parabolic Trough Collectors) encajan en las aplicaciones de media temperatura; mientras que las tecnologías basadas en colectores de discos parabólicos o de torre central con heliostatos pertenecen a las aplicaciones de alta temperatura.

En la Figura 22 se resumen algunas características de este tipo de tecnologías, mientras que en la Tabla 4 se cuantifican los parámetros más relevantes:

Tabla 4
Comparación de tecnologías termosolares (Behar, Khellaf, & Mohammedi, 2013)

CSP technology	Parabolic trough	Central receiver	Linear Fresnel	Dish
Solar collector [6]	Line focus	Point focus	Line focus	Point focus
Solar receiver [6]	Mobile	Fixed	Fixed	Mobile
Power conversion cycle	RC, CC	RC, BC, CC	RC	RC, SC
Concentration ratio [11]	70–80	> 1 000	> 60	> 1 300
Solar field slope (%) [11]	< 1–2	< 2–4	< 4	10 or more
Working temperature (°C)	Medium	Higher	Relatively lower	Highest
Current efficiency (%) [35]	15–16	16–17	08–10	20–25
Plant peak efficiency (%) [11]	14–20	23–35	18	30
Typical capacity (MW) [11,29]	10–300	10–200	10–200	0.01–0.025
Annual capacity factor (%) [11]	25–28 (without storage) 29–43 (with 7 h storage)	55 (with 10 h storage)	22–24 (without storage)	25–28 (without storage)
Development status [29,33]	Commercial proven	Commercial	Pilot project	Demonstration stage
Technology development risk [11,29]	Low	Medium	Medium	Medium
Outlook for improvements [6]	Limited	Very significant	Significant	Via mass production
Efficiency with improvements [33]	18	25–28	12	30
Relative rise of efficiency after improvements (%) [33]	20	40–65	25	25

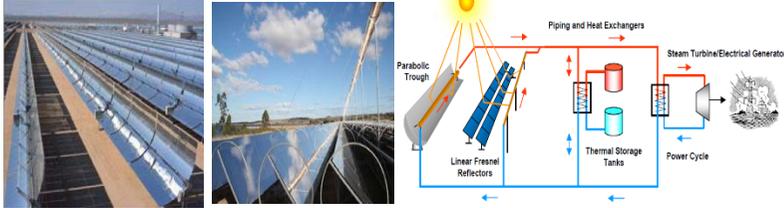
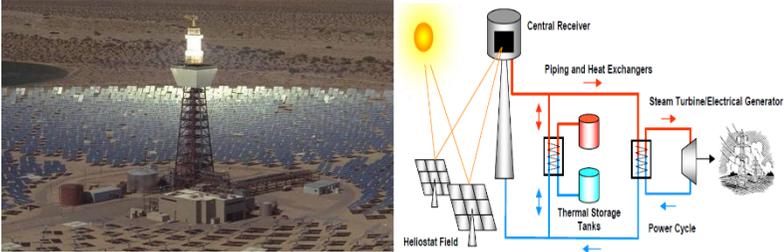
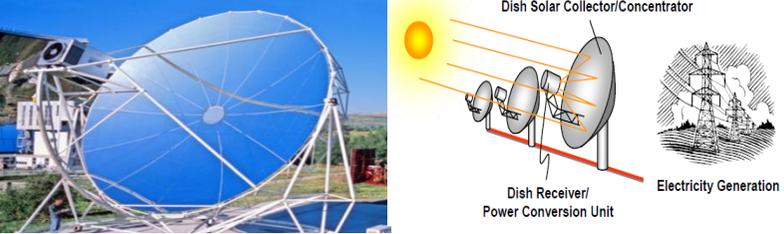
TECNOLOGÍA	CARACTERÍSTICAS
<p data-bbox="235 304 996 331">Centrales Termosolares de Colectores Cilindro Parabólicos</p> 	<ul data-bbox="1048 304 2022 635" style="list-style-type: none"> • Posee mayor madurez respecto de las otras tecnologías • Opera entre 300°C y 500°C • Eficiencia termodinámica baja • Relación de concentración: 100 soles • Captan la radiación solar directa y desaprovechan la difusa • La potencia típica de estas centrales oscila entre 50 MWe y 200 MWe • Utiliza como fluido de trabajo aceite térmico (HTF), aunque la investigación se orienta a emplear directamente agua. • En lugar de colectores cilindro parabólicos pueden emplearse colectores planos tipo Fresnel (aún en fase de investigación).
<p data-bbox="235 643 936 670">Centrales Termosolares con Receptor Central de Torre</p> 	<ul data-bbox="1048 675 2022 869" style="list-style-type: none"> • Comparada con la CCP, esta tecnología concentra mucho más la radiación solar y por tanto produce mayor temperatura que es transferida a la sustancia portadora de calor (usualmente sal), por lo tanto la eficiencia del ciclo es más cercana a la Carnot. • Opera entre 500° y 1000°C • Eficiencia termodinámica moderada • Relación de concentración: 1000 soles
<p data-bbox="235 943 828 970">Centrales Termosolares de Discos Parabólicos</p> 	<ul data-bbox="1048 943 2022 1236" style="list-style-type: none"> • Un disco parabólico concentra la radiación solar en un punto focal en el que se encuentra un motor Stirling conectado a un generador eléctrico (usualmente en un solo cuerpo). • Se logran pequeñas potencias (decenas de kilovatios) por lo que presentan una modularidad de la que carecen otras tecnologías termosolares. • Esta tecnología es atractiva especialmente para sitios aislados, desconectados de la red • Alta eficiencia termodinámica • Relación de concentración: 3000 soles

Figura 22 Tecnologías Termosolares de Media y Alta Temperatura (Clifford, 2008)(Py, Azoumah, & Olives, 2013)

En la Figura 23 se esquematiza el funcionamiento de una central termosolar basada en colectores cilindro parabólicos (CCP).

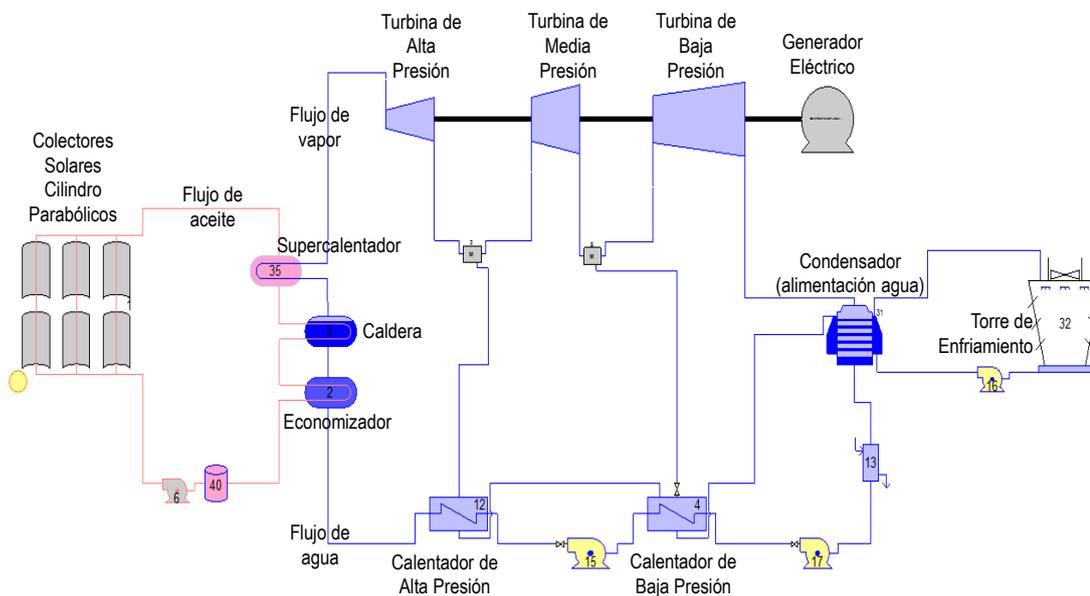


Figura 23 Central Termosolar CCP

El esquema muestra una central CCP con almacenamiento térmico, el cual consiste en la implementación en el circuito de tanques para el almacenamiento de una sustancia, que puede ser sal o aceite, con el fin de acumular calor que se obtiene del campo solar para ser usado posteriormente en el ciclo Rankine en horas de la noche, según las necesidades de operación de la planta.

El sistema de almacenamiento se puede esquematizar de la siguiente forma:

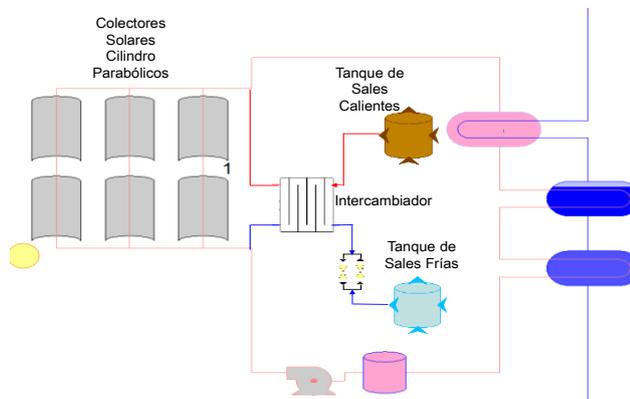


Figura 24 Sistema de Almacenamiento Térmico (SAT)

Los sistemas conceptuales mostrados se pueden modelar de manera simplificada a través de tres sub modelos: campo solar (CS), almacenamiento térmico (SAT) y el bloque de potencia (BP). Cada bloque tiene una capacidad térmica Q y un balance térmico P_{th} . Los flujos térmicos y eléctricos se pueden definir mediante flechas que entran y salen de los bloques (Dallmer-Zerbe, Bucher, Ulbig, & Andersson, 2013).

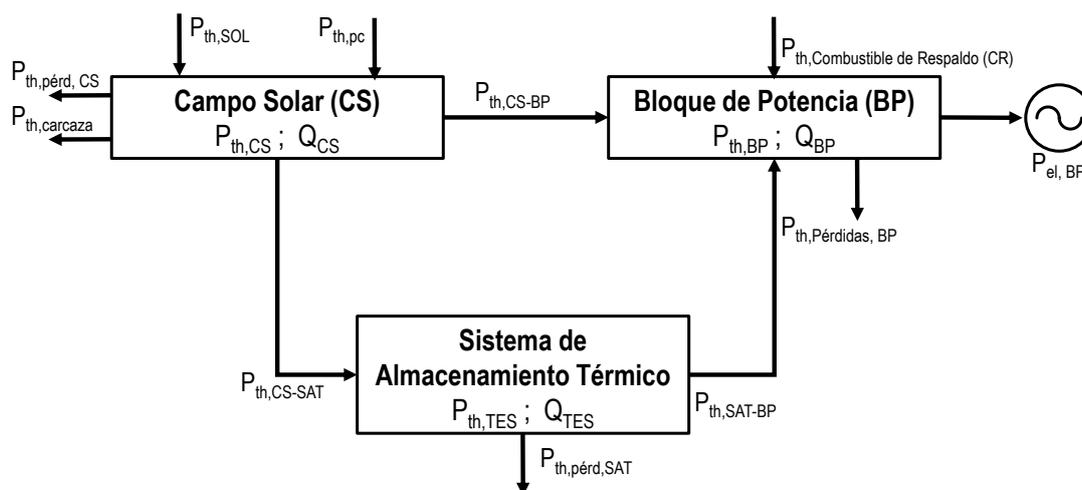


Figura 25 Modelo esquemático de una CCP (Dallmer-Zerbe et al., 2013)

El Sol proporciona potencia térmica al campo solar, la cual se representa por $P_{th,SOL}$. También se proporciona energía para abastecer el sistema de protección contra congelamiento ($P_{th,PC}$), que permite mantener el campo solar por sobre la temperatura mínima que necesita el aceite (HTF) para mantenerse operativo. Este sistema no siempre estará presente, dependiendo su instalación de las condiciones del emplazamiento.

$P_{th,pérd,CS}$ representa las pérdidas del Campo Solar debido a la diferencia de temperatura entre el entorno y las tuberías; mientras que $P_{th,carcaza}$ representa las pérdidas del campo solar por fugas de energía hacia las estructuras de sujeción.

El campo solar está interconectado con el sistema de almacenamiento de Térmico a través de la potencia térmica $P_{th,CS-SAT}$ y con el bloque de potencia a través de $P_{th,CS-BP}$.

El Sistema de almacenamiento térmico tiene conexión con el bloque de potencia, representada por $P_{th,SAT-BP}$.

$P_{th,pérd,SAT}$ representa las pérdidas del almacenamiento térmico.

$P_{th,CR}$ supone, de considerarse necesario, un abastecimiento de potencia de respaldo para la central CCP, que complementa la potencia suministrada por el campo solar y por el sistema de almacenamiento térmico.

Por medio de la conversión de potencia térmica a eléctrica en la turbina se genera potencia eléctrica $P_{el,BP}$ y las pérdidas asociadas $P_{th,pérd,BP}$ (Dallmer-Zerbe et al., 2013).

3.3 Modalidades de Hibridación

En la actualidad la hibridación de energía termosolar en el campo de la generación de energía eléctrica a gran escala han tenido importantes avances en aplicaciones a tecnologías de gas, vapor y de ciclo combinado. Se intenta aprovechar las instalaciones existentes, específicamente el ciclo de potencia, para añadirle una instalación termosolar que, formando parte del ciclo termodinámico, contribuye a incrementar la cantidad de energía producida.

3.3.1 Hibridación en centrales de Gas

Estas unidades están compuestas básicamente de un compresor axial, cámara de combustión, turbina y generador eléctrico. En los diseños básicos, en el compresor se comprime el aire hasta la presión de combustión siendo utilizado en la cámara de combustión para quemar el combustible. Parte del aire es utilizado para enfriamiento y estabilización de la temperatura, como así también la de la propia combustión. Los gases producidos por la combustión son distribuidos por la periferia de la primera fila de alabes y son difundidos por toda la turbina. La primera etapa de la expansión es la de alta

presión y permite obtener la energía necesaria para accionar el compresor. Las etapas siguientes denominadas de baja presión o de potencia son las que accionan el generador eléctrico.

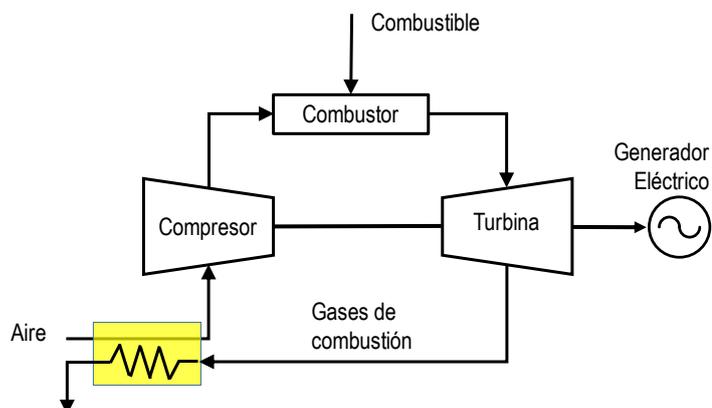


Figura 26 Modelo de una central de gas

Una forma de elevar el rendimiento del ciclo es incrementar la temperatura del aire que ingresa a la cámara de combustión con el propósito de eliminar la mayor cantidad posible de vapor de agua, haciendo de esta manera más eficiente la combustión. Usualmente se emplean los propios gases calientes que salen de la turbina para incrementar la temperatura del aire.

Es en esta fase dónde puede aplicarse calor proveniente de un campo solar construido con colectores cilindro parabólicos o cualquier otra fuente de energía termosolar de concentración. Por ejemplo, Craig S. Turchi y Zhiwen Ma (Turchi & Ma, 2014) proponen el mecanismo de hibridación que se muestra a continuación en la Figura 27.

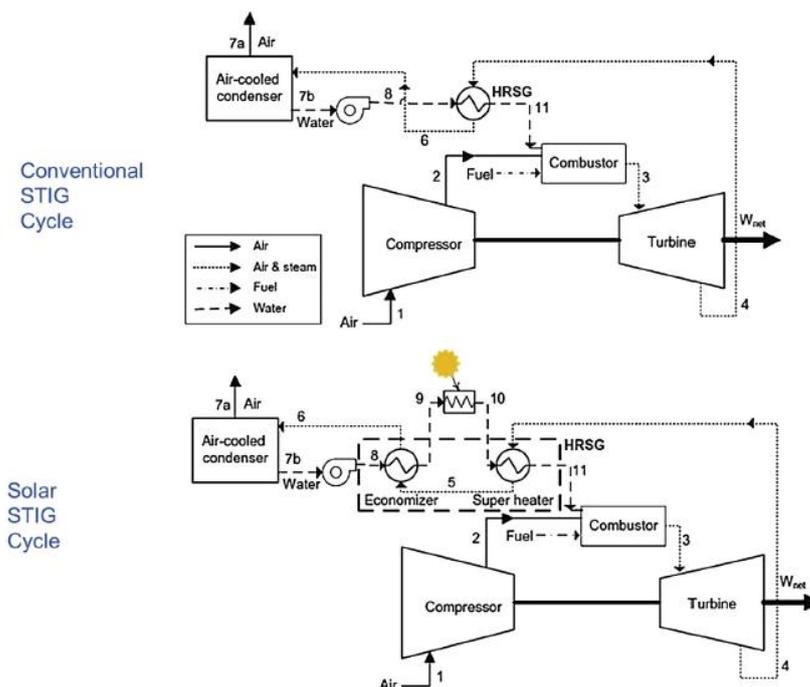


Figura 27 Modelo de hibridación de una central de gas(Turchi & Ma, 2014)

En este caso el objetivo es mejorar el rendimiento del ciclo de potencia a través del incremento de la temperatura de entrada del agua al combustor antes de que se vaporice, con lo cual el rendimiento del ciclo aumenta.

Otra modalidad de hibridación que combina las tecnologías de gas y termosolar está desarrollada para incrementar la confiabilidad y el factor de planta de una instalación termosolar sin almacenamiento. Como se conoce, la capacidad de entregar electricidad de las centrales termosolares sin almacenamiento depende directamente de la radiación solar disponible, la cual puede llegar a ser muy inestable. En estos casos una turbina de gas se conecta en el ciclo con el fin de cubrir los déficits de generación de la instalación termosolar. En la Figura 28 se muestra esta modalidad de hibridación(Turchi, Ma, & Erbes, 2011)

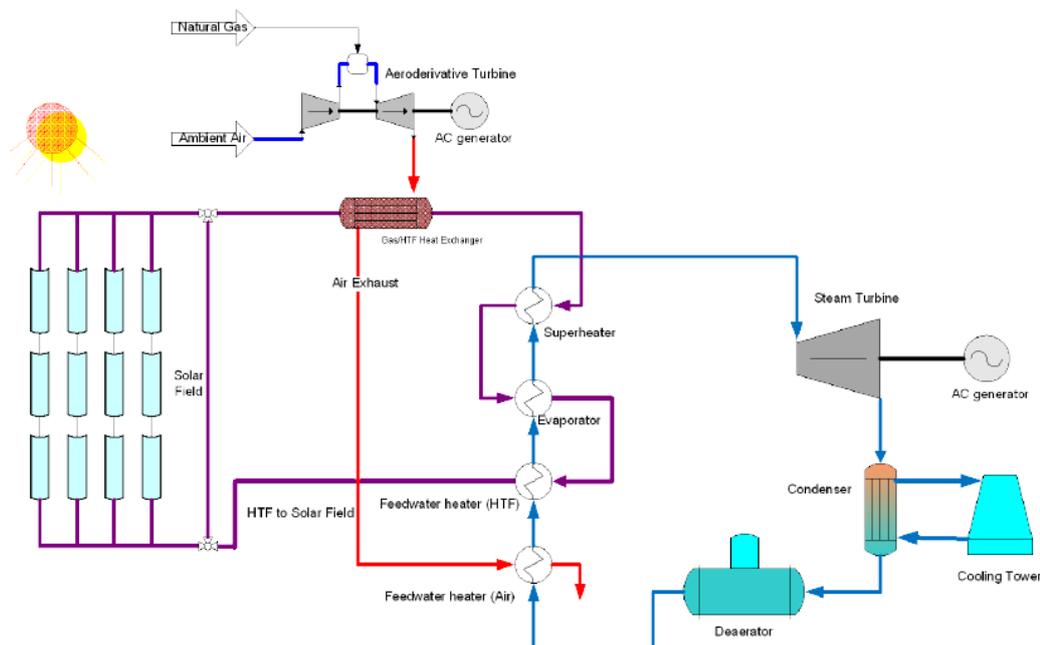


Figura 28 Hibridación de una central termosolar con un ciclo de gas (Turchi et al., 2011)

3.3.2 Hibridación en centrales de Vapor

El funcionamiento de este tipo de centrales fue ampliamente tratado en el Capítulo 2 anterior. El objetivo es incluir el calor generado por el campo solar al ciclo Rankine de forma que éste contribuya al proceso de producción de vapor y de esta forma incrementar la producción de electricidad. Al igual que en el caso anterior cuando se hibrida ciclos de gas y termosolar, la hibridación con ciclos de vapor se puede analizar desde dos puntos enfoques:

- Hibridar una instalación termosolar existente con la adición de instalaciones que empleen combustibles fósiles o energías renovables (biomasa por ejemplo) que agregan energía extra (backup) para incrementar la confiabilidad y factor de planta de la instalación solar; o,
- Hibridar un ciclo Rankine existente con la adición de una instalación termosolar con los mismos propósitos.

Los dos enfoques son diferentes y los retos tecnológicos también lo son. En el siguiente esquema se muestran las modalidades de hibridación de una instalación termosolar existente a través de ciclos de potencia de vapor, analizadas por José María Barea (Barea, 2011) en su tesis de grado. En este caso el ciclo de vapor funciona con biomasa, sin embargo, el combustible primario puede ser de varios tipos.

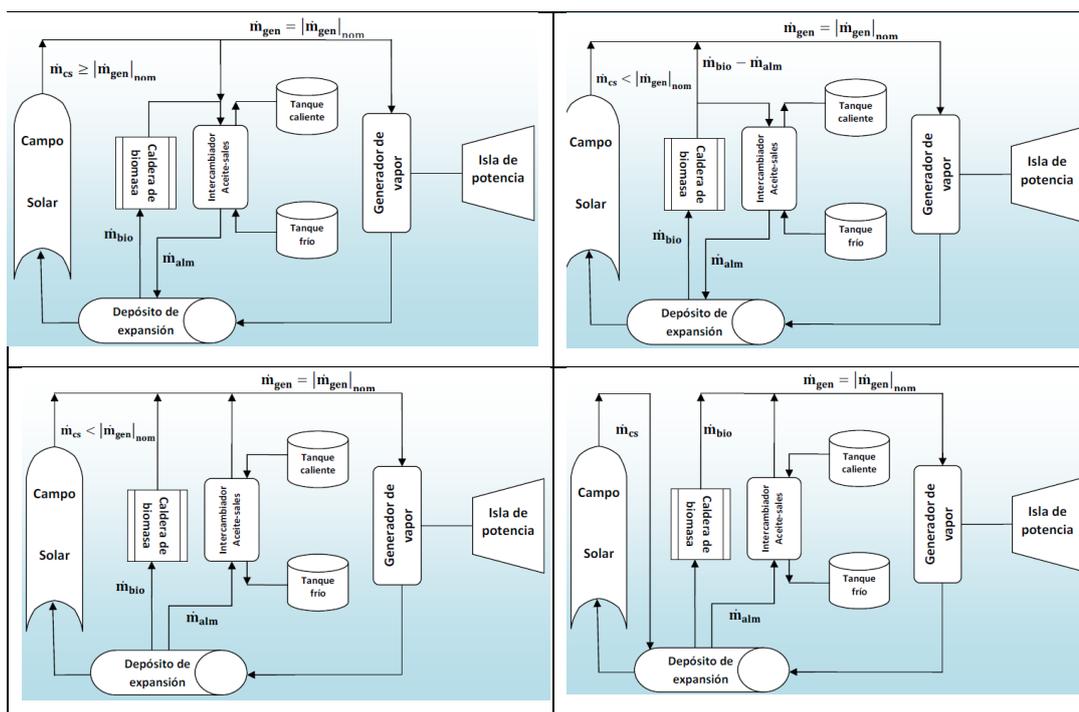


Figura 29 Hibridación de una central termosolar con un ciclo de vapor
(Barea, 2011)

Cuando se desea hibridar centrales de vapor existentes con instalaciones termosolares la situación difiere de los casos anteriores en el sentido de que la planta de vapor usualmente presenta inflexibilidades en su diseño que limitan el desarrollo de adecuaciones o que pudieran hacerlas muy costosas.

En su trabajo, You Ying y Eric J. Hu (Ying & Hu, 1999) analizan una modalidad en la cual a través de un campo solar se incrementa el calor aportado por las diversas extracciones de vapor de un ciclo Rankine regenerativo, incrementándose de esta manera la eficiencia del ciclo termodinámico.

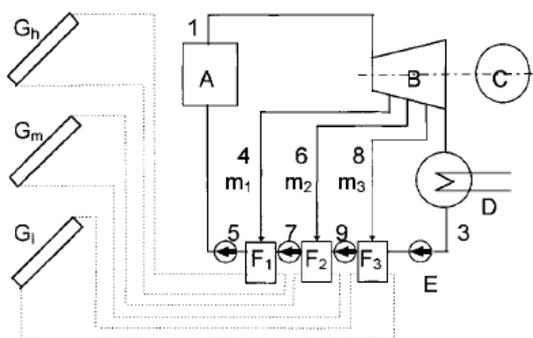


Fig. 2. A three-stage regenerative condensing-steam Rankine cycle. (A) Boiler and superheater; (B) turbine; (C) generator; (D) condenser; (E) pump; (F_1 , F_2 , F_3) feedwater heaters; (G_1) low-temperature collector; (G_m) medium-temperature collector; (G_h) high-temperature collector.

Figura 30 Hibridación de una central de vapor a través de una instalación termosolar (Ying & Hu, 1999)

3.3.3 Hibridación en ciclos combinados

Resulta lógico concluir que si es posible integrar campos solares a tecnologías de producción tradicionales como ciclos Rankine o Brayton también sería posible hibridar ciclos combinados. En la actualidad estas modalidades están ampliamente documentadas.

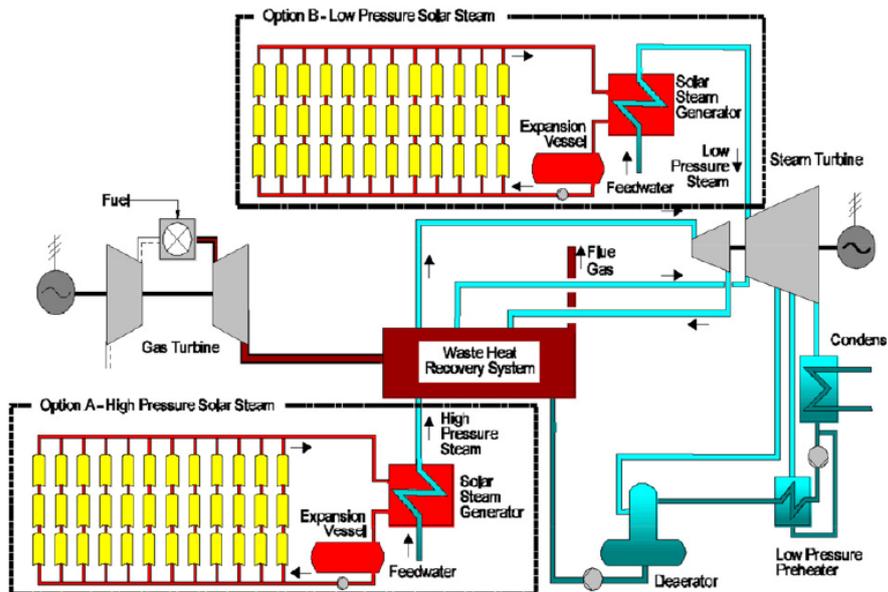


Figura 31 Modalidades de Hibridación en un ciclo combinado – 1
(Ghoniem, 2011)

Las posibilidades son variadas y no puede establecerse una sola metodología. Por ejemplo Dimitry Popov (Popov, 2014) en su trabajo explora diversas modalidades de hibridación, incluso con sistemas fotovoltaicos, tal como se muestra a continuación:

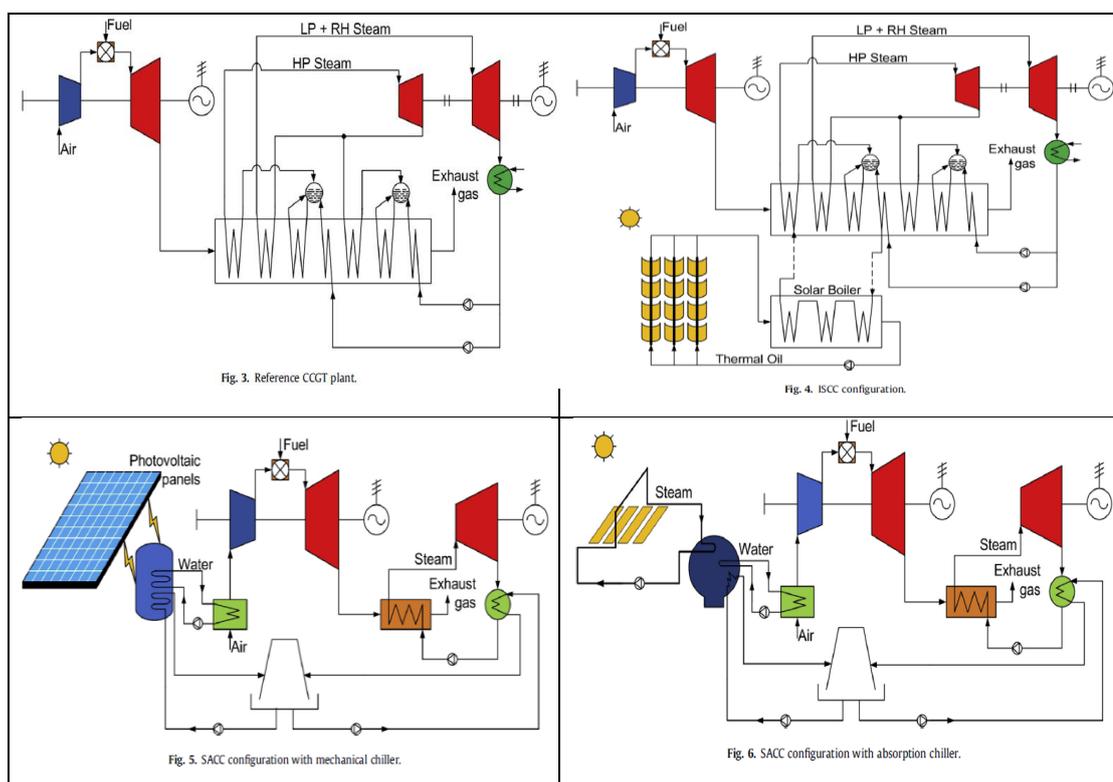


Figura 32 Modalidades de Hibridación en un ciclo combinado – 2 (Popov, 2014)

3.4 Influencia de la disponibilidad y topología del terreno, edad y potencia de las centrales a hibridar

Como se ha mostrado en secciones anteriores, desde el punto de vista técnico la hibridación es posible y su desarrollo se acerca a la madurez tecnológica; sin embargo, en los proyectos de hibridación de centrales existentes a través de instalaciones termosolares es necesario advertir que en la agregación de un campo solar a una central ya construida se deben considerar ciertos factores físicos asociados al terreno disponible y a las características constructivas de las centrales que se pretenden repotenciar.

En primer lugar, la disponibilidad de terreno es un factor importante a resolver puesto que las tecnologías termosolares requieren en la actualidad importantes extensiones de terreno para alojar el campo solar, lo cual ciertamente debe considerarse tanto desde el punto de vista financiero como técnico.

Desde el punto de vista financiero, el flujo de fondos del proyecto deberá prever los recursos necesarios para la compra o arrendamiento de los terrenos aledaños a la central, en caso de que no sean de propiedad de la empresa. Asimismo, la topología del terreno podría ser demasiado irregular o con niveles de rugosidad inaceptables para la instalación del campo solar, con lo cual habría que realizar una adecuación previa con la consecuente asignación de recursos e impacto financiero en el proyecto.

Desde el punto de vista técnico, en el peor de los casos la cantidad de terreno disponible podría no ser la apropiada para lograr los niveles de hibridación requeridos, con lo cual el proyecto tendría limitaciones en cuanto a la potencia que es posible extraer del campo solar.

En segundo lugar están las características técnicas de la planta como son la edad y la potencia. En cuanto a la edad de la planta, es bien conocido que las centrales termoeléctricas tienden a perder eficiencia conforme los años de operación; sin embargo, una central bien mantenida y operada conforme a las recomendaciones del fabricante puede operar de manera satisfactoria durante todo su tiempo de vida útil. Partiendo del hecho de que se conectará una instalación nueva (campo solar) a una central que podría tener años en operación, uno de los factores a considerar consiste en que los tiempos de vida útil de la planta y de la instalación del campo solar no son los mismos, casi que con toda seguridad el campo solar tendrá más años de vida útil que la central. Sin embargo esto no es necesariamente un problema debido a que si se supone que el proceso productivo que satisface la central debe continuar a lo largo del tiempo, el ciclo de potencia de la central hibridada podría perfectamente ser reemplazado por otro al cual el campo solar podría nuevamente conectarse.

El National Renewable Energy Laboratory – ENREL por sus siglas en inglés – en su reporte técnico NREL/TP-5500-50597 desarrollado por Craig Turchi et al (Plants et al., 2011) propone una metodología que considera varios factores tales como terreno, edad de las plantas, disponibilidad de recurso solar y otras para establecer una categorización que permitiría clasificar a las centrales como candidatas o no a ser hibridadas. Hay que anotar que esta metodología ha sido desarrollada por ENREL para los Estados Unidos de Norte América y su aplicación a otros territorios debería validarse.

ENREL propone criterios de decisión y pesos para cada criterio, conforme se muestra en la Tabla 5:

Tabla 5
Criterios de categorización de emplazamientos(Plants et al., 2011)

	Age of Plant (years)	Capacity Factor (%)	Annual Average DNI (kWh/m ² /day)	Amount of Land Available (acres/fossil plant MW)	Topography of the Land (% slope)	Solar Use Efficiency (%)
Score/ Weighting	5%	20%	35%	15%	15%	10%
Not Considered	> 30	< 15	< 4	< 0.05	> 5	--
1	16-30	--	4-5	0.05-0.2	3-5	< 30
2	--	15-50	5-6	0.2-0.35	--	30-32
3	11-15	--	6-6.5	0.35-0.5	1.5-3	32-35
4	--	--	6.5-7	0.5-0.65	--	35-38
5	0-10	≥ 50	≥ 7	≥ 0.65	≤ 1.5	≥ 38

Según esta propuesta, la disponibilidad del suelo y la metodología combinados representan el 30% del peso en la decisión de hibridar mientras que la edad de las plantas equivale a un 5%. Para los Estados Unidos el gran peso que se le asigna al suelo estaría relacionado estrechamente con los costos de adquisición de la tierra, situación que podría no ser tan incidente para los países de América Latina. Asimismo, en el informe se señala que una instalación termosolar desarrollada para producir de entre 10 y 20 MWe podría requerir entre 50 y 100 acres de tierra(Plants et al., 2011) y que en este tipo de proyectos se presenta economías de escala por las cuales una mayor disponibilidad de terreno

implica una mayor integración de la energía solar al proceso de producción de electricidad.

ENREL señala también que planta con edades superiores a 30 años no se deberían considerar para proyectos de hibridación debido a que estarían cerca de terminar su vida útil y además porque es difícil incorporarles la tecnología de control y automatización necesaria para operar en conjunto con la instalación termosolar(Plants et al., 2011).

CAPÍTULO IV

CARACTERÍSTICAS DE LAS CENTRALES Y EMPLAZAMIENTOS

4.1 Análisis de la disponibilidad y topología del terreno en los emplazamientos

El alcance del presente trabajo de tesis está orientado a las centrales de generación eléctrica que operan con biomasa y que entregan energía al Sistema Nacional Interconectado – S.N.I. En la actualidad se identifican tres ingenios azucareros que emplean bagazo de caña para generar vapor que emplean en sus procesos industriales y para la producción de electricidad. Estos ingenios azucareros, debido a su actividad propia, disponen emplazamientos con extensas superficies de terreno destinados al cultivo de la caña de azúcar que luego procesan para la producción de azúcar y otros derivados de la caña tales como etanol.

4.1.1 Instalación_1

Este ingenio azucarero se encuentra ubicado en las coordenadas $2^{\circ} 12' 51.98''$ S y $79^{\circ} 26' 18.01''$. Empleando la aplicación Google Earth se obtienen una visión panorámica de las instalaciones.

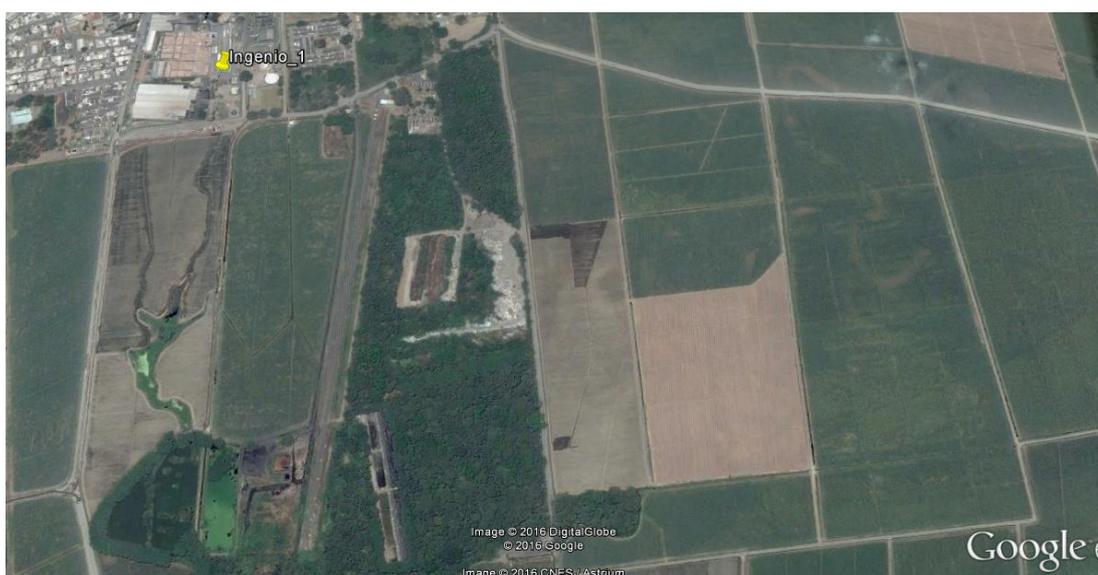


Figura 33 Vista general del Emplazamiento 1

Se puede advertir que existe una gran cantidad de terreno disponible, aledaño a las instalaciones, y que su topografía no presente accidentes geográficos de importancia. La disponibilidad del terreno inmediatamente colindante se muestra en las siguientes figuras:

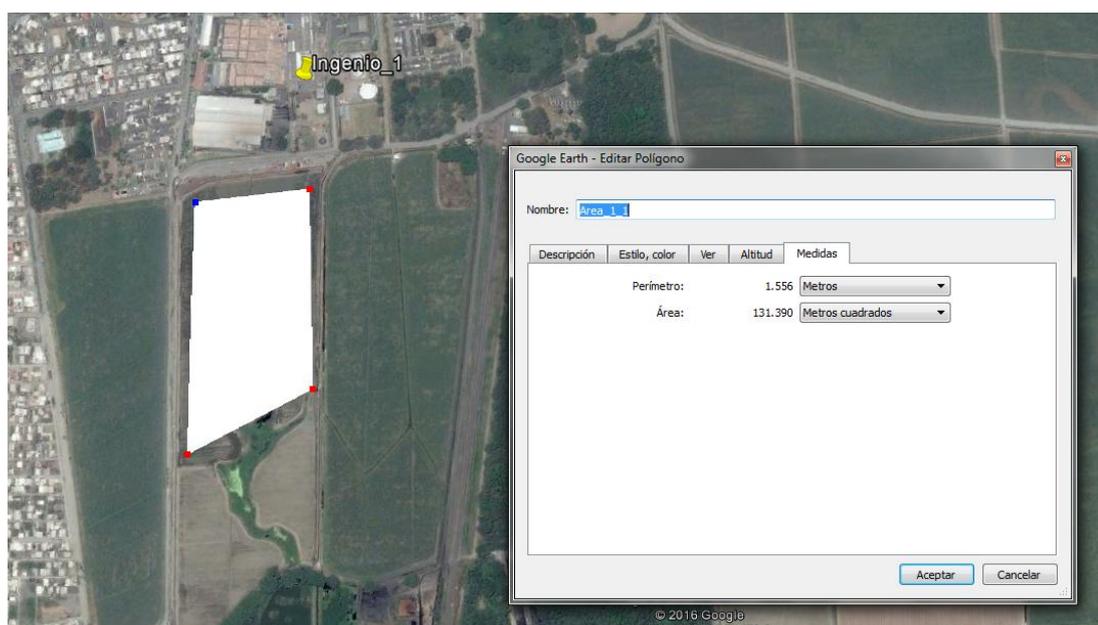


Figura 34 Área_1 del Emplazamiento 1

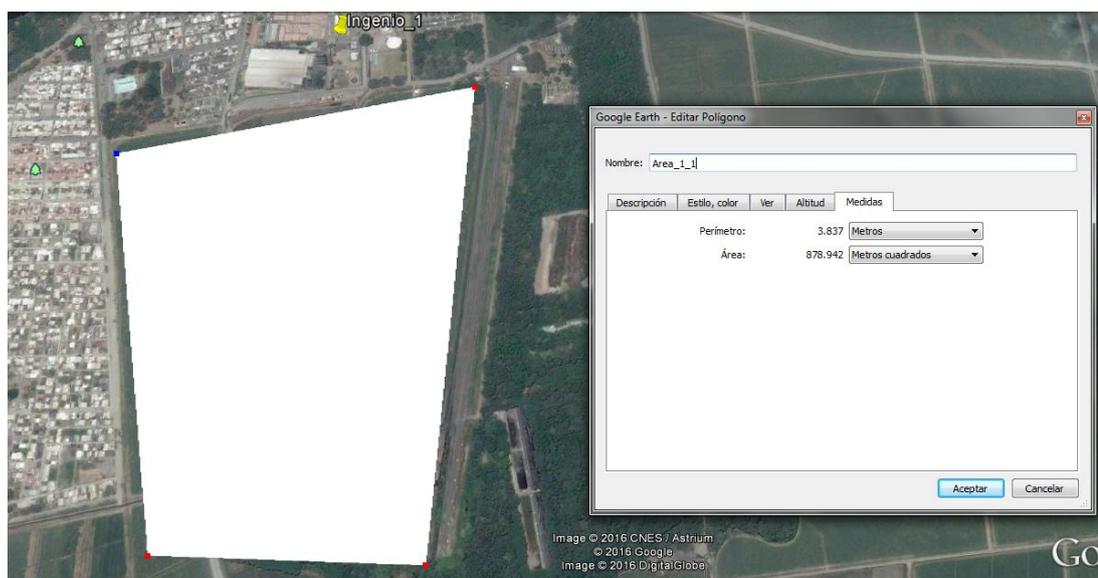


Figura 35 Área_2 del Emplazamiento 1

En el mejor de los casos el área máxima aledaña disponible es de 878,942 m², mientras que en el peor de los casos se dispondría de 131,3920 m².

Se comprobará en el Capítulo 5 que estas áreas resultan suficientes para implementar un proyecto de hibridación a través de la implementación de un campo solar a base de colectores cilindro parabólicos.

4.1.2 Instalación_2

Este ingenio azucarero se encuentra ubicado en las coordenadas 2° 07' 14.42'' S y 79° 36' 48.028''. Empleando la aplicación Google Earth se obtienen una visión panorámica de las instalaciones.



Figura 36 Vista general del Emplazamiento 2

También se puede advertir que existe una gran cantidad de terreno disponible, aledaño a las instalaciones, y que su topografía no presente accidentes geográficos de importancia. La disponibilidad del terreno inmediatamente colindante se muestra en las siguientes figuras:

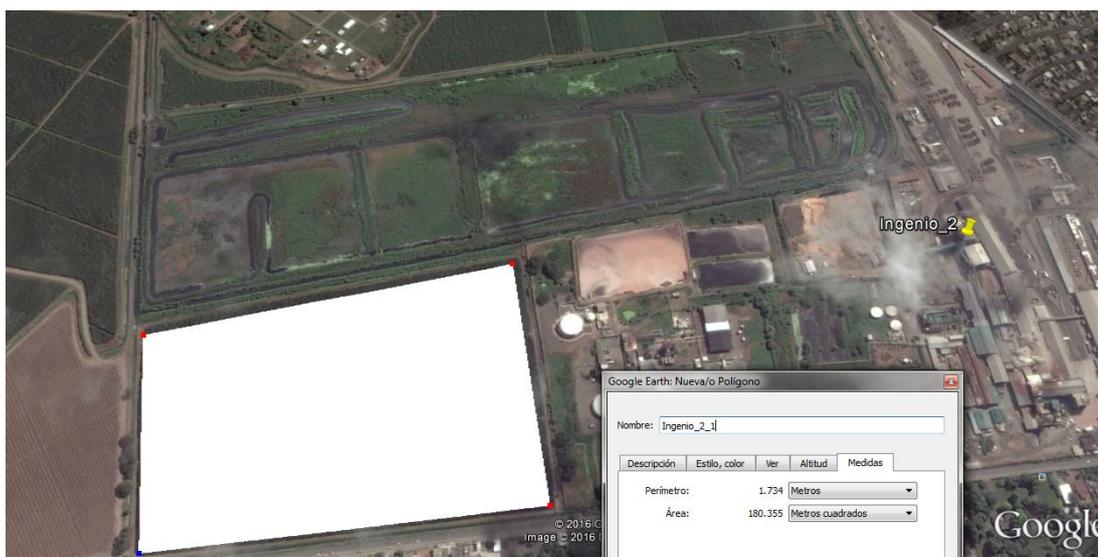


Figura 37 Área_1 del Emplazamiento 2

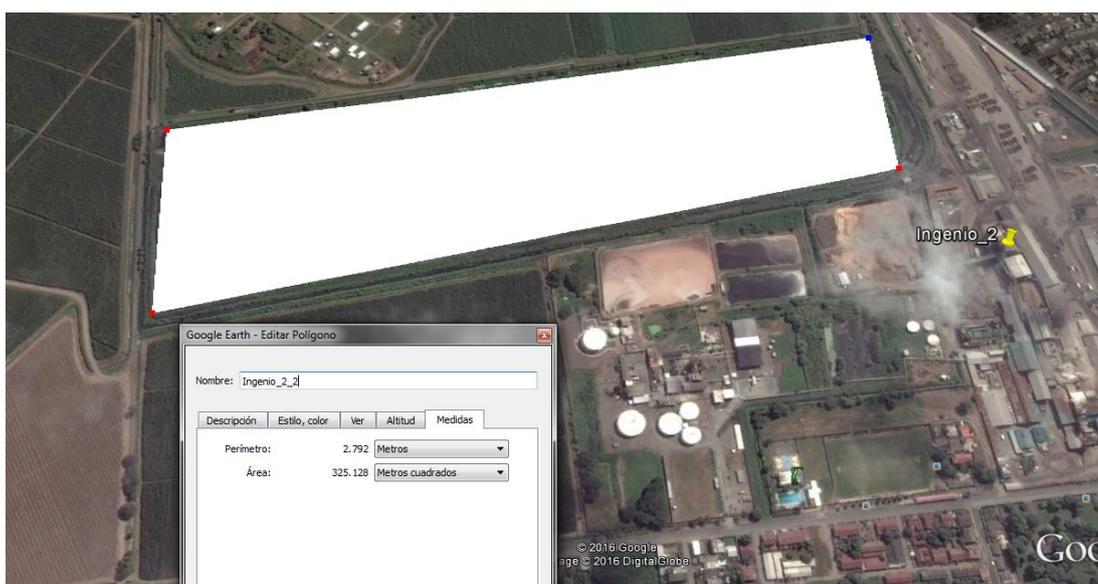


Figura 38 Área_2 del Emplazamiento 2

Este emplazamiento dispondría de dos superficies de terreno aledañas a sus instalaciones con superficies de $180,355 \text{ m}^2$ y $325,128 \text{ m}^2$, lo cual representa suficiente cantidad de terreno para la implantación de un proyecto de hibridación.

4.1.3 Instalación_3

Este ingenio azucarero se encuentra ubicado en las coordenadas $2^{\circ} 07' 28.51''$ S y $79^{\circ} 35' 59''$. Al tratar de emplear la aplicación Google Earth no se logra una definición exacta del emplazamiento.

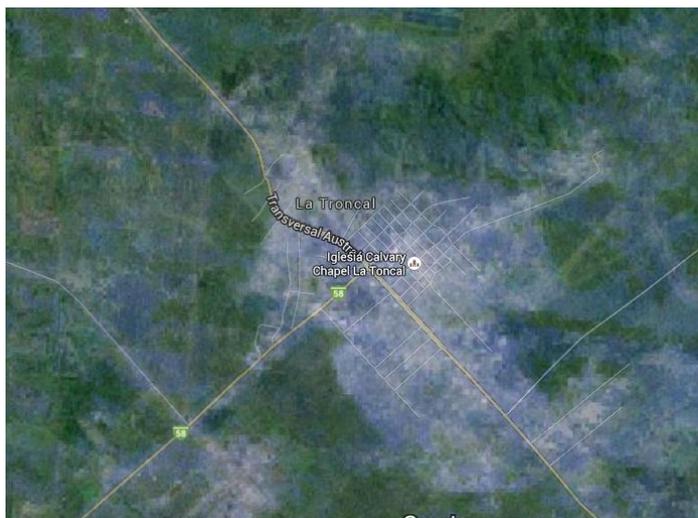


Figura 39 Vista general del Emplazamiento 3

Sin embargo, a través de diversas fuentes de internet se logra confirmar suficiencia en la superficie disponible, lo cual luce consistente puesto que al ser un ingenio azucarero dispone de terreno en abundancia.



Figura 40 Superficie de terreno del Emplazamiento 3

4.2 Análisis del Recurso Solar en los emplazamientos

Si bien es cierto, en casi todas las regiones del mundo incide radiación solar, no en todos los territorios esta radiación tiene los niveles suficientes (irradiancia ó irradiación) para que el recurso solar pueda ser empleado con fines industriales. La cuantificación del recurso solar es por tanto indispensable con el fin de establecer el potencial energético de un determinado emplazamiento.

La medición del recurso solar usualmente se desarrolla por al menos un año y sus resultados permiten al equipo técnico diseñar la central fotovoltaica o termosolar con el fin de conseguir el máximo aprovechamiento energético.

Para el presente estudio la consideración del recurso solar en Ecuador como parámetro de diseño presenta las siguientes características:

- Las centrales de biomasa ya están construidas, así que no existen opciones en la selección del emplazamiento como sucedería con una central nueva cuya localización se está definiendo en la etapa de prefactibilidad o factibilidad.
- No se dispone de información del recurso solar que haya sido obtenida mediante equipamiento especializado. El mapa solar de Ecuador disponible no tiene la precisión ni el detalle apropiado.

Estas limitaciones obligan a recurrir a medios indirectos para obtener la información necesaria para determinar el nivel de irradiación disponible en los emplazamientos. Se ha recurrido a dos fuentes de información:

- Portal web de la NASA - Surface meteorology and Solar Energy (<http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>) del cual se han obtenido niveles de irradiación directa y global, que se reportan en la Tabla 6.

- Portal web de SODA - Solar Energy Services for Professionals (<http://www.soda-is.com/eng/services/>) que proporciona irradiación con resolución horaria para un año típico. Esta página también permite obtener la temperatura promedio horaria para el referido año típico.

Los sistemas que emplean CCP aprovechan la radiación solar directa (DNI por sus siglas en inglés) para transformar esta energía en calor. El portal de SODA entrega datos de radiación global, por lo que ha sido necesario ajustar estos valores con la relación entre irradiancia directa y global con resolución mensual que ofrece la página de la NASA.

En la Tabla 6 se encuentra la irradiancia reportada por la NASA para los emplazamientos de la tres centrales que operan con biomasa:

Tabla 6
Irradiación Directa y Global Incidente sobre la superficie

kWh / m ² día	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dec	Anual
Directa	2,53	2,55	3,19	2,95	2,3	2,68	2,14	2,74	2,5	1,9	2,57	3,1	2,59
Global	3,73	3,98	4,49	4	3,39	3,4	3,2	3,78	3,89	3,5	3,71	3,93	3,75
Factor	0,68	0,64	0,71	0,74	0,68	0,79	0,67	0,72	0,64	0,53	0,69	0,79	0,69

Debido a la ubicación relativamente cercana de las tres centrales, como se evidencia en la Figura 41 (solo los separa una distancia máxima de 44 kilómetros) y considerando el grado de precisión del portal de la NASA, los valores son prácticamente los mismos para los tres emplazamientos. Empleando la irradiación directa y global mensual se puede obtener el factor que las relaciona. Se podría interpretar que en promedio la irradiación directa (DNI) es el 69% de la irradiación global anual.

Aplicando el factor mensual que se obtiene de la Tabla 6 a los datos de radiación global horaria obtenida de SODA se estima la radiación normal directa horaria de los emplazamientos. En el Anexo 1 se muestra un ejemplo del tratamiento aplicado para el mes de abril.

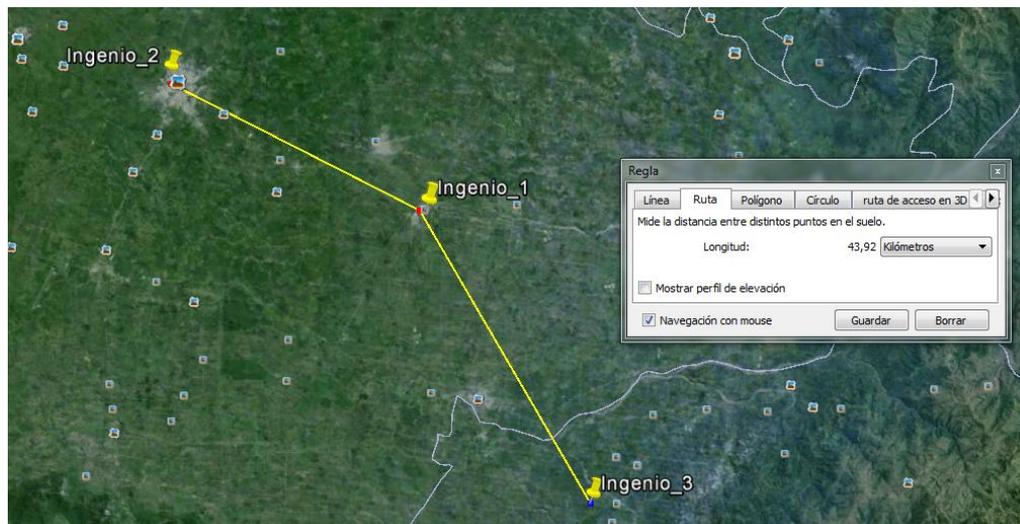


Figura 41 Distancia entre emplazamientos

Aplicando un análisis estadístico a los datos de DNI se determina lo expuesto en la Tabla 7 y en la Figura 42.

Tabla 7
Histograma de frecuencias de la DNI

<i>Clase (kW/m²)</i>	<i>Frecuenc.</i>	<i>% Acum.</i>	<i>Clase</i>	<i>Frecuenc.</i>	<i>% Acum.</i>
0	4,548	51.92%	0	4548	51.92%
50	597	58.73%	150	1117	64.67%
150	1,117	71.48%	250	759	73.33%
250	759	80.15%	350	621	80.42%
350	621	87.24%	50	597	87.24%
450	463	92.52%	450	463	92.52%
550	329	96.28%	550	329	96.28%
650	200	98.56%	650	200	98.56%
750	98	99.68%	750	98	99.68%
850	28	100%	850	28	100%
Total	8,760				

Este análisis permite determinar que aproximadamente el 41% del tiempo la irradiancia oscila entre 100 y 800 W/m². Para el diseño posterior se asumirá un rango de irradiancia máxima y mínima entre 750 W/m² y 150 W/m², valores que tendrán influencia directa en el diseño del campo solar y en la cantidad de energía que se podrá obtener del mismo.

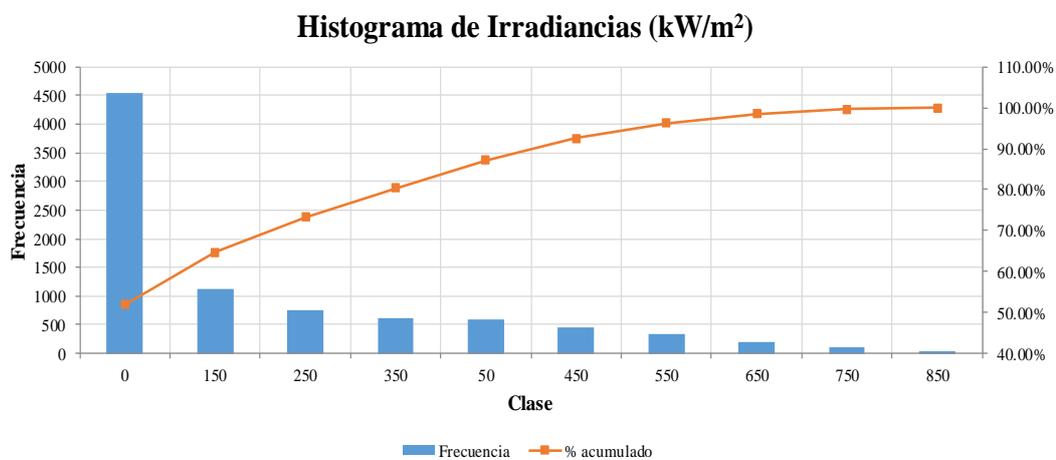


Figura 42 Histograma de frecuencias de la DNI

En la Tabla 8 se encuentra un detalle mensual del número de horas asociadas a cada clase de irradiancia a partir de los 150 kW/m².

Tabla 8
Caracterización de la irradiancia

kW/m ²	150	250	350	450	550	650	750	850
Ene	115	48	60	36	18	9	1	0
Feb	100	45	33	28	24	14	0	0
Mar	86	73	53	46	32	19	8	1
Abr	80	61	52	49	29	18	13	14
May	82	74	59	48	31	22	4	0
Jun	89	57	64	37	31	27	3	0
Jul	93	65	57	49	39	8	6	0
Ago	84	72	45	24	29	26	26	5
Sep	93	77	47	44	19	9	6	0
Oct	112	82	49	39	17	0	0	0
Nov	87	51	48	38	30	22	7	0
Dic	96	54	54	25	30	26	24	8
Anual	1117	759	621	463	329	200	98	28

4.3 Análisis de las características técnicas de las centrales termoeléctricas de vapor conectadas al Sistema Nacional Interconectado – S.N.I.

En la Tabla 9, desarrollada en el Capítulo III del Plan Maestro de Electrificación 2013 – 2022, se muestra el detalle de las centrales termoeléctricas conectadas al Sistema Nacional Interconectado de Ecuador.

Tabla 9
Centrales Termoeléctricas instaladas en Ecuador (CONELEC, 2013)

No.	EMPRESA	CENTRAL	TIPO	POTENCIA NOMINAL (MW)	POTENCIA EFECTIVA (MW)	ENERGÍA NETA (GWh/año)
1	ELECTROGUAYAS	ENRIQUE GARCÍA	Térmica Turbogas	102,00	93,00	142,09
2		G. ZEVALLOS TG4	Térmica Turbogas	26,27	20,00	1,33
3		G. ZEVALLOS TV2-TV3	Térmica Turbovapor	146,00	146,00	685,74
4		SANTA ELENA 2	Térmica MCI	90,10	90,10	388,01
5		SANTA ELENA 3	Térmica MCI	41,70	41,70	98,53
6		TRINITARIA	Térmica Turbovapor	133,00	133,00	629,48
1	TERMOESMERALDAS	JARAMIJÓ	Térmica MCI	140,00	138,50	457,82
2		C. LA PROPICIA 1-2-3	Térmica MCI	10,50	9,60	16,14
3		MANTA 2	Térmica MCI	20,40	19,20	94,53
4		MIRAFLORES	Térmica MCI	29,50	24,00	27,93
5		PEDERNALES	Térmica MCI	2,50	2,00	1,25
6		ESMERALDAS	Térmica Turbovapor	132,50	131,00	755,35
1	TERMO GAS MACHALA	MACHALA 1	Térmica Turbogas	140,00	128,50	813,28
2		MACHALA 2	Térmica Turbogas	136,80	124,00	406,64
1	TERMOPICHINCHA	CAMPO ALEGRE	Térmica MCI	0,40	0,36	0,51
2		CELSO CASTELLANOS	Térmica MCI	7,50	5,70	5,51
3		GUANGOPOLO	Térmica MCI	17,52	16,80	68,07
4		JIVINO	Térmica MCI	5,00	3,80	0,51
5		JIVINO 2	Térmica MCI	10,20	10,00	8,19
6		JIVINO 3	Térmica MCI	40,00	36,00	170,83
7		PAYAMINO	Térmica MCI	4,08	2,70	0,08
8		PUNÁ NUEVA	Térmica MCI	3,37	3,15	2,18
9		PUNÁ VIEJO	Térmica MCI	0,07	0,06	0,10
10		QUEVEDO 2	Térmica MCI	102,00	100,00	474,30
11		SACHA	Térmica MCI	20,40	18,00	74,23
12		SANTA ELENA	Térmica MCI	40,00	40,00	8,92
13		SANTA ROSA 1-2-3	Térmica Turbogas	51,30	51,00	17,90
14		SECOYA	Térmica MCI	11,40	10,00	25,95
1	Elecaustro	EL DESCANSO	Térmica MCI	19,20	17,20	67,50
1	Electroquil	ELECTROQUIL U1-U2-U3-U4	Térmica Turbogas	181,00	181,00	217,06
1	Generoca	GENEROCA 1-2-3-4-5-6-7-8	Térmica MCI	38,12	34,33	121,41
1	Intervisa Trade	VICTORIA 2	Térmica Turbogas	115,00	102,00	60,54
1	Termoguayas	TERMOGUAYAS	Térmica MCI	150,00	120,00	546,45
1	E. E. Ambato	LLIGUA	Térmica MCI	5,00	3,30	0,42
1	E. E. Centro Sur	CENTRAL TÉRMICA TAISHA	Térmica Turbovapor	0,24	0,24	0,34
1	EEQ SA	GUALBERTO HERNANDEZ	Térmica MCI	34,32	31,20	142,15
1	Regional Sur	CATAMAYO	Térmica MCI	19,74	17,17	9,82
1	Eléctrica de Guayaquil	ALVARO TINAJERO 1-2	Térmica Turbogas	94,80	81,50	121,81
2		ANIBAL SANTOS G. 1-2-3-5-6	Térmica Turbogas	106,77	97,50	40,72
3		ANIBAL SANTOS V.	Térmica Turbovapor	34,50	33,00	207,09
1	CNEL-Sucumbios	NUEVO ROCAFUERTE	Térmica MCI	0,45	0,37	0,31
2		PUERTO EL CARMEN	Térmica MCI	0,65	0,45	2,93
3		TIPUTINI	Térmica MCI	0,16	0,12	0,60
Total		43	Total	2.287,25	2.130,54	6.944,78

Como un subconjunto de este parque termoeléctrico, las centrales de vapor se muestran en la Tabla 10. Estas centrales operan con combustibles fósiles.

Tabla 10
Centrales Termoeléctricas de vapor

Tipo	Potencia Nominal (MW)	Potencia Efectiva (MW)	Energía Neta (GWh/año)
Turbo Vapor	446.24	443.24	2,278

Sin embargo, también se encuentran en operación centrales de vapor que emplean biomasa para producir vapor y electricidad, que se encuentran conectadas al sistema eléctrico ecuatoriano y que son el objetivo de esta tesis de grado.

A continuación se describen las principales características técnicas de los sistemas de producción de electricidad en función de la información de acceso público considerando que los tres ingenios azucareros son empresas privadas y que por lo tanto no será siempre posible disponer del mismo nivel de información para todas las centrales.

4.3.1 Ingenio 1

Esta instalación se encuentra en las coordenadas latitud: -2.212 y longitud -79.435 en la zona Marcelino Maridueña, *“que está situada en el sector oriental de la provincia de Guayas con su superficie total es de 337 km². Está limitado al norte por el río Chimbo y el Naranjito, Milagro y el General Elizalde (Bucay) ciudades; al sur por el río Barranco Alto, con la ciudad de Triunfo y parte de la ciudad Yaguachi; este por provincia de Chimborazo y Cañar y al oeste con la ciudad de Yaguachi”*(UNFCC, 2006b).

Esta instalación emplea un ciclo Rankine de vapor como la tecnología básica de su sistema de cogeneración y, para lograr el aumento de cantidad de electricidad excedente que se genera, a mediados del año 2005 se instalaron turbogeneradores de 16 MW y 12 MW a contrapresión y se remodeló la caldera de uno ellos con el fin de elevar la presión desde 220 psi a 600 psi(UNFCC, 2006b).

En la Figura 43 se muestra un esquema conceptual de la instalación.

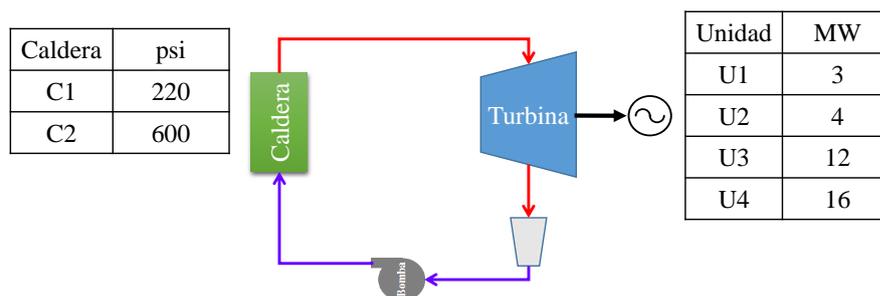


Figura 43 Diagrama conceptual del Ingenio_1

La instalación se encuentra conectada al sistema eléctrico conforme se muestra en la figura 44.

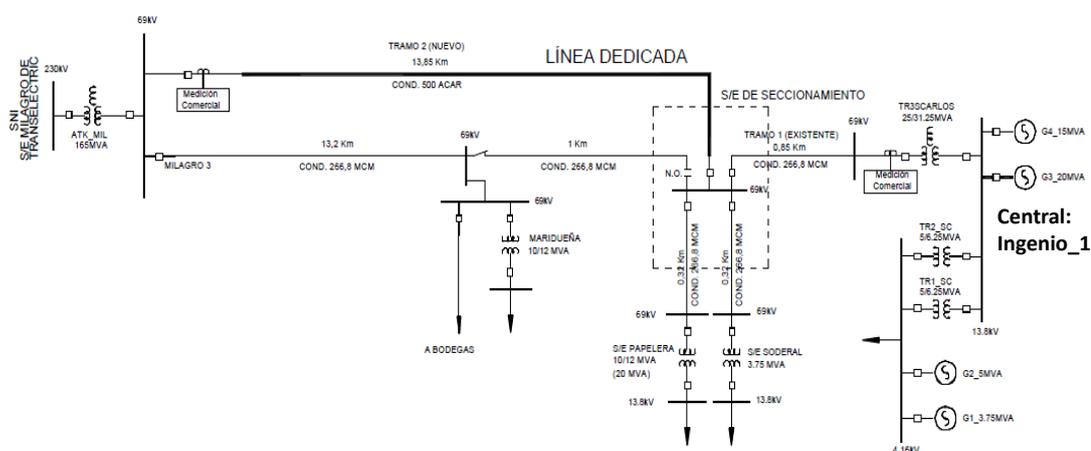


Figura 44 Diagrama Unifilar Ingenio_1 (SERCONEL, 2008)

4.3.2 Ingenio 2

Esta instalación se encuentra en las coordenadas latitud: -2.125 y longitud -79.6. El área de terreno que opera este Ingenio “se expande a más de 11.000 hectáreas de caña de azúcar e incluye una fábrica para la producción de azúcar. Las instalaciones tienen una capacidad de molienda de 8.500 toneladas por día, con un total de 1.338.468 toneladas de caña de azúcar por año, generando un promedio de 348,807 toneladas de bagazo de caña por año” (UNFCC, 2006a).

Inicialmente las instalaciones que poseía este ingenio consistían en (UNFCC, 2006a):

- Una unidad de cogeneración de bagazo única de 6 MW, conectadas a la red eléctrica nacional. Esta unidad de cogeneración cuenta en una caldera con una salida de vapor de 250.000 lb/h, y una turbina de contrapresión de 6 MW conectada al Sistema Nacional Interconectado – SNI a través de una subestación de 6,25 MVA / 69 KV. Esta unidad utiliza sólo el bagazo de caña como combustible.
- Un generador de 3 MW, no conectado a la red eléctrica nacional, que operaba sólo si un exceso de vapor de agua se producía en la planta industrial.
- Algunos otros pequeños generadores que utilizan el exceso de vapor en la planta, ninguno de ellos conectados a la red nacional.

A partir del año 2006 se empezó a diseñar e implementar un proyecto que permitió al Ingenio_2 disponer del siguiente equipamiento(UNFCC, 2006a):

- La instalación de un nuevo generador de 27,5 MW, conectado al SNI.
- La instalación de una nueva caldera de 400,000 lb / h.
- Instalación de una nueva subestación 20/25 MVA, para la conexión al SNI.
- Conexión a la red nacional (SNI) del generador de 3 MW existente, para su funcionamiento como sistema de apoyo.
- El uso del generador de 6 MW existente, conectada a la red nacional como sistema de respaldo.

De esta manera el Ingenio_2 dispone de 36.5 MWe instalados.

En la Figura 45 se esquematiza el proceso de producción de energía de este ingenio azucarero.

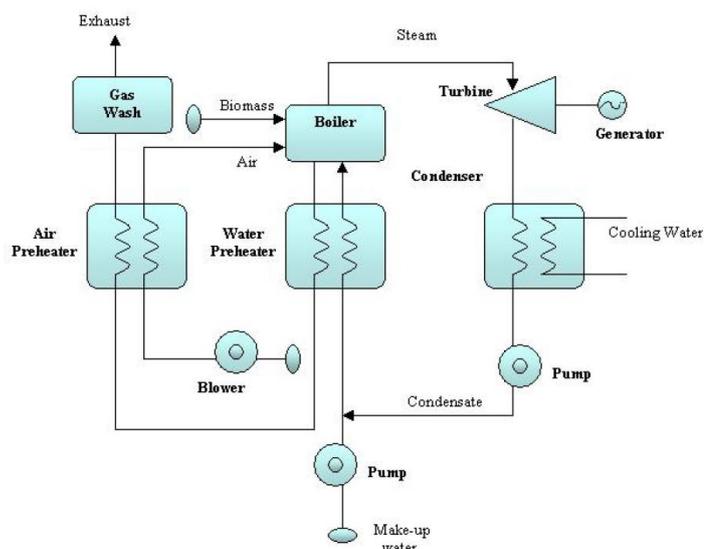


Figura 45 Diagrama Productivo Ingenio_2(UNFCC, 2006a)

El vapor vivo generado en la caldera que llega a la turbina lo hace a 275 PSIG y sale de ésta a 22 PSIG. La turbina es de etapas múltiples, de flujo axial a contrapresión con una velocidad de 6500 RPM que luego se reduce a 1800 RPM.

4.3.3 Ingenio 3

Esta instalación se encuentra en las coordenadas latitud: -2.4 y longitud -79.33.

“En sus instalaciones posee su propia subestación en la cual existen dos transformadores de potencia, uno con una capacidad de 31.6 MVA (TPE) y otro con una capacidad de 17.25 MVA (TPR), alimentados ambos en su lado primario por la empresa eléctrica de Milagro a un nivel de tensión de 69000 voltios”(Armijos, Valverde, & Saavedra, 2013).

“En su secundario una vez hecha la transformación de voltaje, el transformador TPE entrega un nivel de tensión de 13800 voltios y el transformador TPR el cual es un transformador de tres devanados entrega niveles de voltaje de 5500 voltios y 4160 voltios. Estos son los niveles de voltaje que usa el ingenio agregándole los niveles de voltaje que usan ciertas cargas, de servicios auxiliares, como lo son 480 voltios y 120/240 voltios”(Armijos et al., 2013).

La instalación “posee cuatro generadores de distintas capacidades; son dos generadores de 3 MW los cuales son llamados TGE-1 y TGE-2, un generador de 12.5 MW llamado TGE-3 y finalmente un generador de 16.8 MW llamado TGE-4. El TGE-1 y el TGE-2 operan a un nivel de voltaje de 5500 voltios, el TGE-3 entrega un nivel de voltaje de 4160 voltios y el TGE-4 opera a un nivel de voltaje de 13800 voltios (...).”(Armijos et al., 2013).

En la Figura 46 se muestra un diagrama unifilar de la instalación.

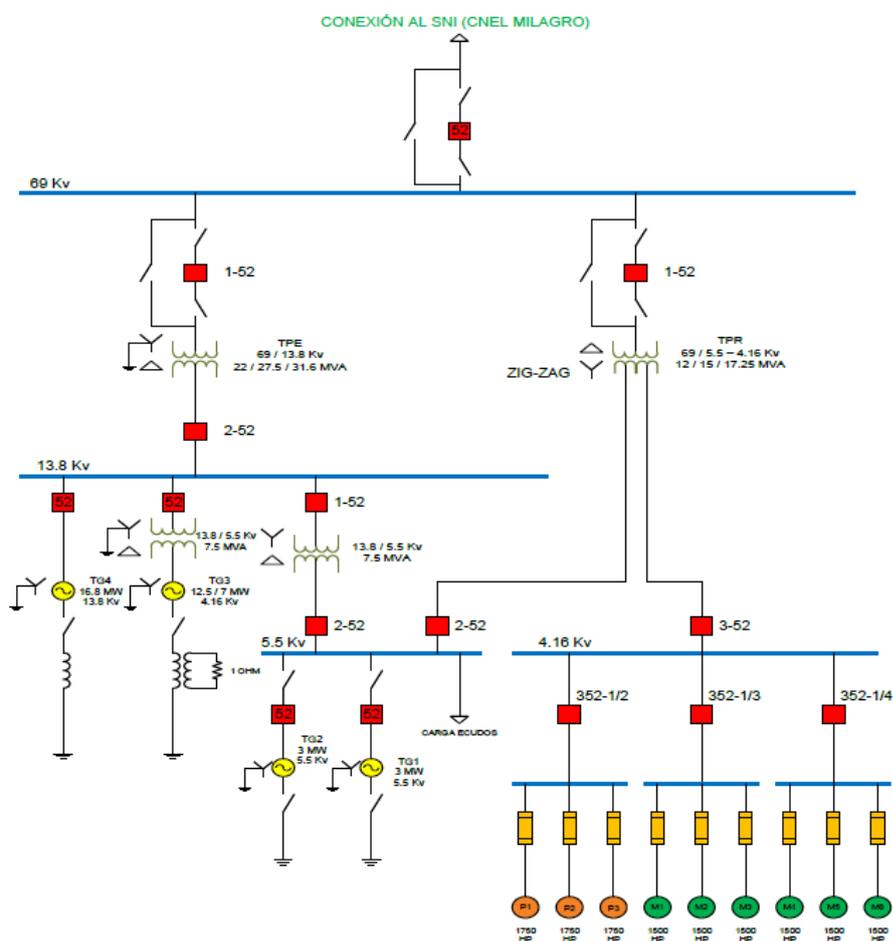


Figura 46 Diagrama Unifilar Ingenio_3(Armijos et al., 2013)

La producción de vapor se realiza utilizando cuatro calderas acuotubulares que queman bagazo con las siguientes características:

Tabla 11
Equipamiento para la producción de vapor(Cueva, Molina, & Matute, 2009)

Caldera	Presión (psi)	Flujo másico de vapor (ton/h)
1	300	60
2	300	60
3	300	60
4	600	120

Los turbogeneradores 1 y 2 requieren de 30 toneladas de vapor por hora, el turbogenerador 3 requiere 70 ton/h y el turbogenerador 4 necesita 120 toneladas de vapor por hora.

En la Figura 47 se observa el esquema de consumo de vapor.

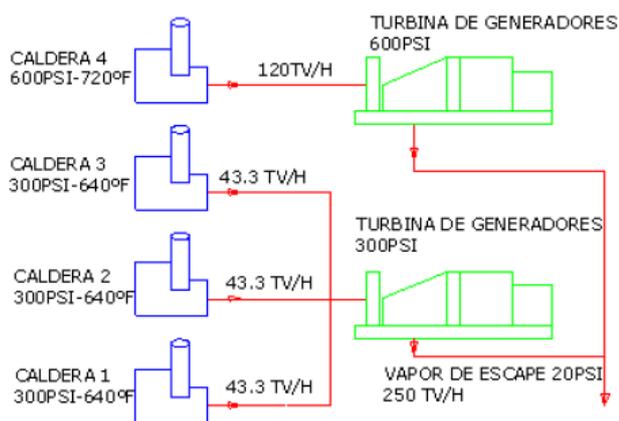


Figura 47 Consumo de Vapor del Ingenio_3(Cueva et al., 2009)

CAPÍTULO V

HIBRIDACIÓN DE LAS PLANTAS TERMOELÉCTRICAS DE VAPOR CONECTADAS AL S.N.I.

Atendiendo a los objetivos de este trabajo, descritos en los numerales 1.2 y 1.3 del Capítulo 1 de este trabajo, a continuación se realiza el análisis de la viabilidad técnica de hibridación en las centrales de vapor que emplean biomasa como como fuente primaria de energía.

5.1 Viabilidad Técnica de implementación de hibridación en las centrales estudiadas

El concepto de hibridación aplicado a las centrales de biomasa implica el integrar dos fuentes de energía renovables pero diferentes: la biomasa y la radiación solar. Una forma práctica de integrarlos es a través del intercambio de calor, más específicamente la tarea consiste en integrar el calor que produce un campo de colectores cilindro parabólicos al ciclo termodinámico del ciclo de potencia de las centrales de vapor. Para tal efecto se deberá considerar lo siguiente:

- La disponibilidad del recurso solar
- La disponibilidad de terreno
- La posibilidad de intercambiar calor desde el campo solar hasta el ciclo de potencia de la central de vapor.

Los dos primeros tópicos ya fueron analizados en capítulos anteriores. A continuación se analiza el componente técnico en la integración de las dos fuentes de calor.

5.1.1 Intercambio de calor desde el campo solar hasta el ciclo de potencia de la central de vapor

En la Figura 48 se representa esquemáticamente el problema planteado.

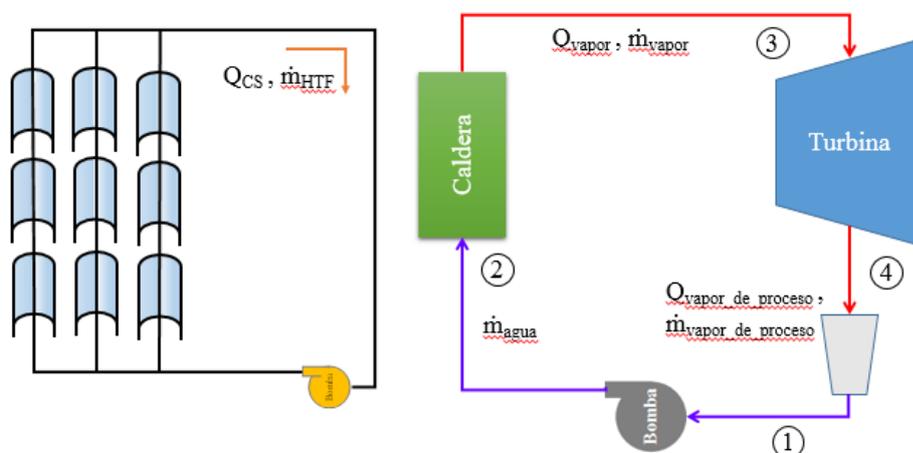


Figura 48 Sistemas térmicos aislados

A diferencia de cuando se desarrolla el diseño de una central híbrida en la que la integración de las fuentes de energía primaria es directa, en este trabajo se pretende integrar un campo solar construido a base de colectores cilindro parabólicos (CCP) a una central de vapor ya existente, específicamente a una central que emplea biomasa como combustible primario.

Considerando que el fluido de trabajo (HTF) de la instalación CCP es aceite mientras que el fluido de trabajo del ciclo Rankine de la central de vapor es agua, una estrategia factible es integrar los dos ciclos termodinámicos es a través de un intercambiador de calor colocado de tal forma que el calor del HTF se transfiera al ciclo de potencia, tal como se muestra en la Figura 49.

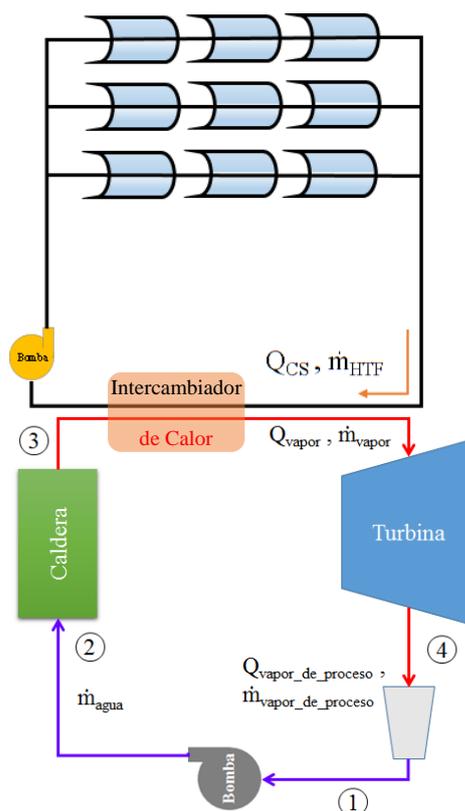


Figura 49 Integración del CCP en el Ciclo de Potencia Rankine

El objetivo de este arreglo es que el campo de CCP aporte calor al vapor que sale de la caldera para elevar su temperatura a condiciones nominales de entrada a la turbina. Esto implica que el vapor que sale de la caldera tiene una temperatura inferior a la temperatura requerida para alcanzar las condiciones nominales de la turbina y que el calor faltante para lograrlo provendrá del campo de CCP.

En esta modalidad debe cumplirse que:

- a.1) La temperatura del fluido portador de calor del CCP debe ser mayor o igual que la temperatura de ingreso a la turbina. En caso contrario deberá colocarse algún control que impida que el calor fluya desde el ciclo Rankine al ciclo CCP.
- a.2) Para que exista un flujo de calor apropiado, la temperatura del vapor que sale de la turbina debe ser menor o igual a la temperatura del fluido portador

En esta configuración debe cumplirse que:

- b.1) La temperatura del agua que ingresa a la caldera debe ser inferior a la temperatura de vaporización del agua a la presión de la bomba.
- b.2) La temperatura del fluido portador de calor del CCP debe ser mayor o igual que la temperatura del agua que sale de la bomba. En caso contrario deberá colocarse algún control que impida que el calor fluya desde el ciclo Rankine al ciclo CCP. Este escenario podría presentarse en horas de la noche o cuando el CCP no tenga radiación solar suficiente y el fluido HTF se encuentre a muy bajas temperaturas.
- b.3) El flujo másico de agua proveniente de la bomba bajo cualquier condición de temperatura de entrada debe ser igual al flujo másico nominal de la caldera.

Finalmente, una tercera modalidad permitiría aprovechar los dos métodos anteriores conforme se esquematiza en la Figura 51.

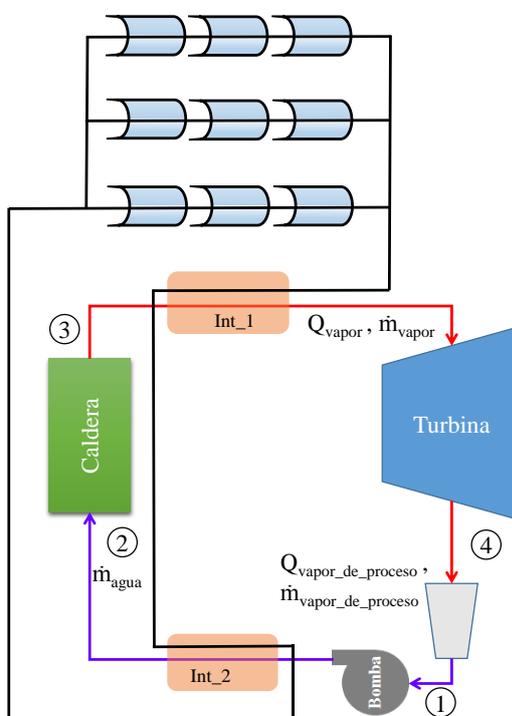


Figura 51 Integración mixta del CCP al Ciclo Rankine

El objetivo básico de esta modalidad es aprovechar el calor residual del aceite HTF que sale del intercambiador de calor 1 (Int_1) para elevar, por medio del intercambiador de calor 2 (Int_2) la temperatura del agua que ingresa a la caldera, obteniéndose así la combinación de ambas modalidades de hibridación. Se deberán respetar las condiciones descritas en a1, a2, a3, b1, b2 y b3 anteriores.

5.1.2 Disponibilidad del recurso solar y disponibilidad del terreno

Conforme se ha analizado en los numerales 4.1 y 4.2 anteriores, existiría disponibilidad de terreno suficiente para implementar un campo solar con base a concentradores cilindro parabólicos.

En lo que tiene relación con la radiación solar y debido a que no se dispone de mediciones directas se ha debido recurrir a información proveniente de portales web, que aunque especializados, presentan información que podría tener un margen de error que introduciría incertidumbre en ciertas valoraciones posteriores.

Otro elemento a tener en cuenta es que el nivel de radiación solar tiene relación directa con el diseño de la instalación y específicamente con el número de colectores que será necesario colocar para lograr los niveles de transferencia de calor requeridos hacia el ciclo de potencia. A menor radiación mayor número de colectores. Esta característica impacta directamente en los costos de instalación de la planta y podría hacer que la inversión resulte poco rentable. Este análisis se desarrollará más adelante.

5.2 Modelación de la central de biomasa hibridada

A continuación se desarrollará una modelación del sistema hibridado orientada al análisis energético del ciclo Rankine y a los requerimientos de diseño generales del campo solar.

5.2.1 Caracterización del Ciclo Rankine

Las centrales de biomasa analizadas tienen incorporado un ciclo Rankine, sin embargo resulta muy difícil disponer de los valores reales de todos los parámetros para realizar un análisis completo, razón por lo cual, se asumirá un ciclo ideal simple puesto que los datos disponibles permiten la modelación solo hasta ese nivel. Sin embargo, esto no constituye una limitación importante puesto que otros investigadores con mejor información podrían aplicar fácilmente los conceptos que a continuación se exponen.

Los estados característicos de operación del ciclo Rankine ideal simple, que se mencionaron en el Capítulo 2, se muestran en la Figura 52.

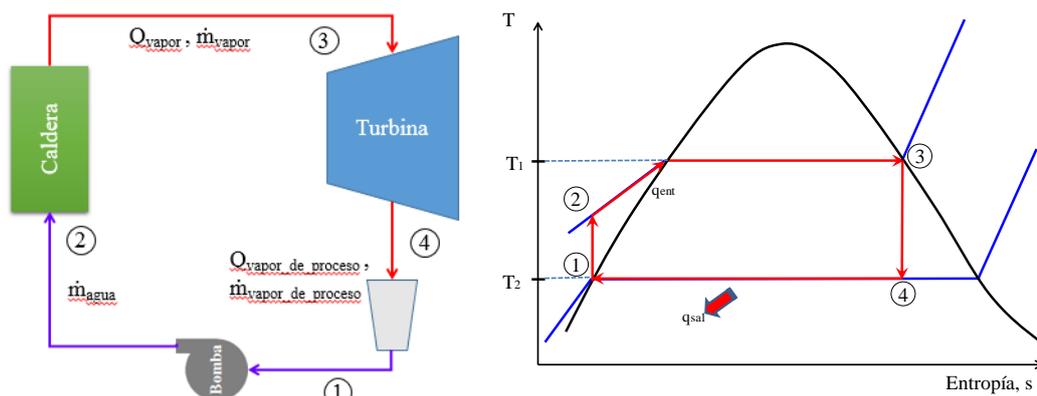


Figura 52 Estados de operación

En un ciclo estándar, el vapor que sale de la turbina circula por el condensador con el objetivo de obtener agua líquida que luego es enviada por la bomba hacia la caldera. En el presente caso el vapor sale de la turbina a una cierta temperatura y se distribuye al interior de la planta para procesos industriales tales como la producción de azúcar y etanol. Finalmente el vapor regresa como agua líquida para ser impulsado por la bomba.

La energía que ingresa al proceso es aquella entregada por la caldera y se puede determinar como la diferencia de entalpías entre el punto de vapor saturado y el de líquido comprimido (h_3 y h_2 respectivamente):

$$Q_{caldera} = h_3 - h_2 \quad (5)$$

Donde:

$Q_{caldera}$ es la energía por unidad de masa que ingresa al ciclo en forma de calor (kJ/kg)

h_3 es la entalpía del vapor saturado (kJ/kg)

h_2 es la entalpía del líquido subenfriado (kJ/kg)

El calor aplicado a los procesos industriales de producción de azúcar y etanol se determina como la diferencia de entalpías entre los estados 4 y 1 de la siguiente forma:

$$Q_{proceso} = h_4 - h_1 \quad (6)$$

$Q_{proceso}$ es la energía por unidad de masa de la expansión del vapor empleado en el proceso industrial (kJ/kg)

h_4 es la entalpía en la condición de salida de la turbina (kJ/kg)

h_1 es la entalpía del líquido en la condición de entrada a la bomba (kJ/kg)

El trabajo efectuado por la bomba (W_{bomba}) se puede determinar conociendo la diferencia de presiones y el volumen de agua que transita por ésta:

$$W_{bomba} = v \times (P_2 - P_1) \quad (7)$$

Donde:

W_{bomba} es el trabajo efectuado por la bomba (kJ/kg)

v es el volumen del líquido que procesa la bomba (kg/m³)

P_1 es la presión del líquido a la entrada de la bomba (kPa)

P_2 es la presión del líquido a la salida de la bomba (kPa)

El trabajo realizado por la turbina ($W_{turbina}$) se puede determinar como:

$$W_{turbina} = Q_{caldera} - Q_{proceso} - W_{bomba} \quad (8)$$

El rendimiento térmico del ciclo se expresa como la relación entre el trabajo realizado por la turbina y la energía térmica entregada por la caldera:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{W_{\text{turbina}}}{Q_{\text{caldera}}} = \frac{Q_{\text{caldera}} - Q_{\text{proceso}} - W_{\text{bomba}}}{Q_{\text{caldera}}} \quad (9)$$

Esta relación expresa cuánto de la energía térmica que entra al ciclo es aprovechada en forma de trabajo útil al eje de la turbina. La energía térmica es provista por la combustión de la biomasa en la caldera. La energía mecánica al eje de la turbina es transferida al alternador para producir electricidad.

5.2.1.1 Caracterización del Ciclo Rankine hibridado con el campo de CCP en el lado de la turbina

A continuación se aplicarán los conceptos empleados en el análisis anterior a la primera modalidad de hibridación descrita en el numeral 5.1 y esquematizada en la Figura 49. Para tal efecto, se incluirá una fuente de energía que proviene del campo solar CCP como una fuente adicional de calor Q_{CS_1} , tal como se muestra en la Figura 53.

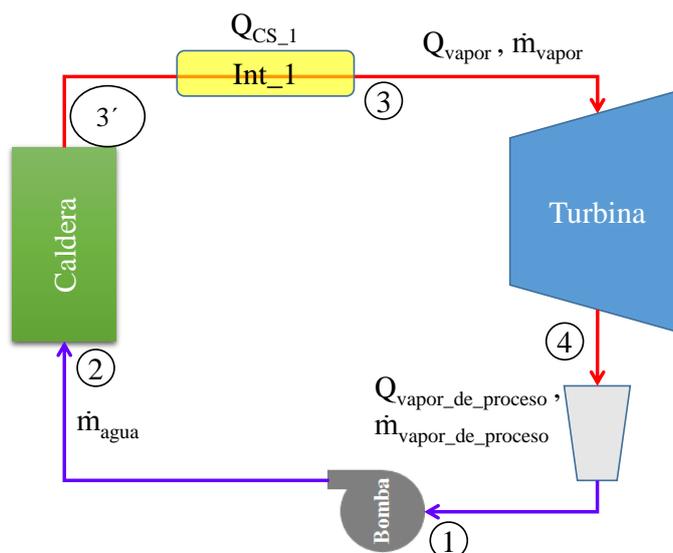


Figura 53 Estados de operación del ciclo hibridado en el lado de la turbina

El calor aportado al proceso por el campo solar Q_{CS_1} a través del intercambiador de calor es igual a la diferencia de entalpías entre el punto 3' y el 3 del ciclo.

$$Q_{CS_1} = h_3 - h_{3'} \quad (10)$$

Entonces, el calor aportado por la caldera es:

$$Q'_{caldera} = h_{3'} - h_2 \quad (11)$$

En estas condiciones, el trabajo de la turbina se determina como:

$$W_{turbina} = (Q'_{caldera} + Q_{CS_1}) - Q_{proceso} - W_{bomba} \quad (12)$$

Desde el punto de vista energético y considerando solo el calor que proviene de la biomasa que es quemada en la caldera se verifica un incremento en el rendimiento optimizado del ciclo puesto que la fuente adicional de calor que proviene del campo solar no consume ningún tipo de combustible, entonces:

$$\eta_{optimizado} = \frac{W_{turbina}}{Q'_{caldera}} = \frac{(Q'_{caldera} + Q_{CS_1}) - Q_{proceso} - W_{bomba}}{Q'_{caldera}} \quad (13)$$

En estas condiciones se verifica que $Q_{caldera} \leq Q'_{caldera}$ ocurriendo la condición de igualdad cuando el campo solar no entrega energía alguna, como puede ser en horas de la noche. La mayor desigualdad ocurrirá cuando la caldera entregue vapor a la temperatura operativa mínima especificada por el fabricante y el campo solar aporte la máxima temperatura. Asimismo, se cumple la relación $\eta_{optimizado} \geq \eta_{ciclo}$, ocurriendo la condición de igualdad cuando $Q_{caldera} = Q'_{caldera}$.

El análisis anterior permite concluir que cuanto más energía solar logre introducirse en el ciclo, mayor será el rendimiento optimizado del ciclo desde el punto de vista energético, es decir, se requerirá menos biomasa para

producir la misma cantidad de energía mecánica, y por consiguiente, electricidad.

5.2.1.2 Caracterización del Ciclo Rankine hibridado con el campo de CCP en el lado de la bomba

A continuación se aplicará el análisis anterior a la segunda modalidad de hibridación descrita en el numeral 5.1 y esquematizada en la Figura 50. Para tal efecto se incluirá una fuente de energía que proviene del campo solar CCP como una fuente adicional de calor $Q_{CS,2}$, tal como se muestra en la Figura 54.

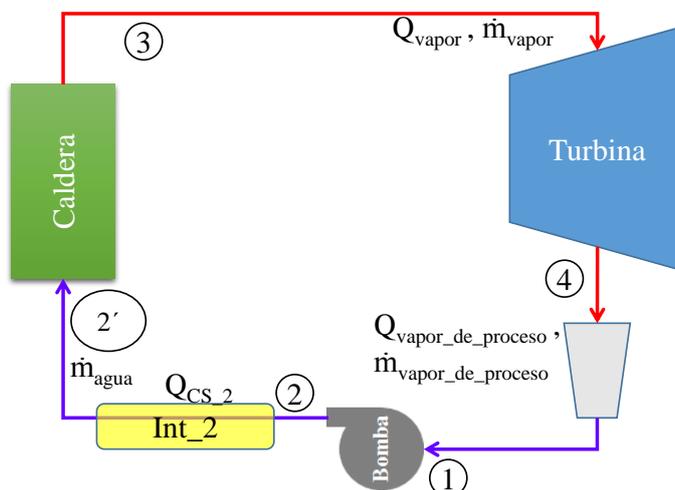


Figura 54 Estados de operación del ciclo hibridado en el lado de la bomba

El calor aportado al proceso por el campo solar $Q_{CS,2}$ a través del intercambiador de calor es igual a la diferencia de entalpías entre el punto 2' y el 2 del ciclo.

$$Q_{CS,2} = h_{2'} - h_2 \quad (14)$$

Entonces, el calor aportado por la caldera es:

$$Q'_{caldera} = h_3 - h_{2'} \quad (15)$$

En estas condiciones, el trabajo de la turbina se determina como:

$$W_{turbina} = (Q'_{caldera} + Q_{CS_2}) - Q_{proceso} - W_{bomba} \quad (16)$$

Al igual que en el caso anterior se determina un rendimiento optimizado:

$$\eta_{optimizado} = \frac{W_{turbina}}{Q'_{caldera}} = \frac{(Q'_{caldera} + Q_{CS_2}) - Q_{proceso} - W_{bomba}}{Q'_{caldera}} \quad (17)$$

En estas condiciones se verifica que $Q_{caldera} \leq Q'_{caldera}$ ocurriendo la condición de igualdad cuando el campo solar no entrega energía alguna, como puede ser en horas de la noche. La mayor desigualdad ocurrirá cuando el campo solar eleve la temperatura del agua a su valor máximo antes de comenzar el proceso de ebullición. Asimismo, se cumple la relación $\eta_{optimizado} \geq \eta_{ciclo}$ ocurriendo la condición de igualdad cuando $Q_{caldera} = Q'_{caldera}$.

Al igual que en el caso anterior, cuanto más energía solar logre introducirse en el ciclo, mayor será el rendimiento optimizado del ciclo desde el punto de vista energético, es decir, se requerirá menos biomasa para producir la misma cantidad de energía mecánica, y por consiguiente, electricidad.

5.2.1.3 Caracterización del Ciclo Rankine hibridado en modalidad mixta con el campo de CCP

A continuación se aplicarán el análisis anterior a la segunda modalidad de hibridación descrita en el numeral 5.1 y esquematizada en la Figura 51. Para tal efecto se incluirán dos fuentes de energía provenientes del campo solar CCP como dos fuentes adicionales de calor Q_{CS_1} y Q_{CS_2} , tal como se muestra en la Figura 55.

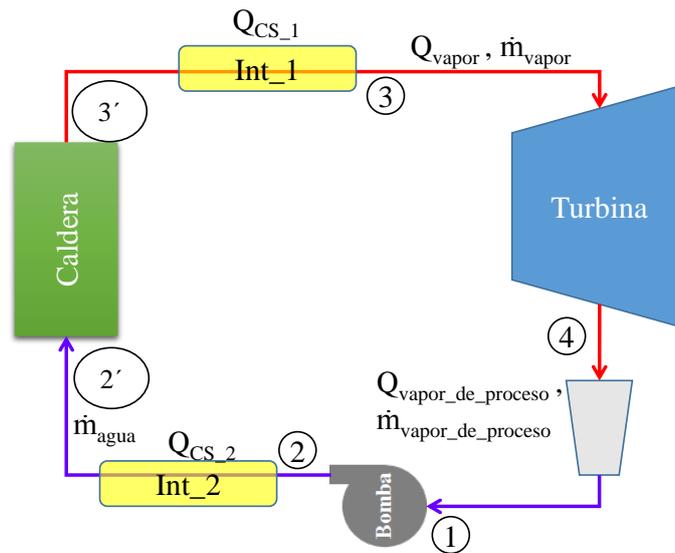


Figura 55 Estados de operación del ciclo híbrido en el lado de la bomba

En estas condiciones se verifica lo siguiente:

$$Q_{CS_1} = h_3 - h_{3'} \quad (18)$$

$$Q_{CS_2} = h_{2'} - h_2 \quad (19)$$

Entonces, el calor aportado por la caldera es:

$$Q'_{caldera} = h_{3'} - h_{2'} \quad (20)$$

El trabajo de la turbina se determina como:

$$W_{turbina} = (Q'_{caldera} + Q_{CS_1} + Q_{CS_2}) - Q_{proceso} - W_{bomba} \quad (21)$$

El rendimiento optimizado se evalúa como sigue:

$$\eta_{optimizado} = \frac{W_{turbina}}{Q'_{caldera}} = \frac{(Q'_{caldera} + Q_{CS_1} + Q_{CS_2}) - Q_{proceso} - W_{bomba}}{Q'_{caldera}} \quad (22)$$

En esta modalidad también se verifica que en mayor proporción $\eta_{optimizado} \geq \eta_{ciclo}$ y que por lo tanto se requerirá de mucha menos biomasa para producir la misma cantidad de energía mecánica y electricidad.

5.2.2 Requerimientos de diseño generales del campo solar

El campo de colectores cilindro parabólicos es el elemento central del campo solar. Como se ha referido en capítulos anteriores está constituido por un conjunto de colectores con geometría cilíndrica que concentran la luz solar incidente en éstos hacia un punto focal en el que se encuentra un tubo por cuyo interior circula un aceite especial al que se le transfiere el calor captado por los colectores. Este aceite circula impulsado por bombas y en un cierto punto del circuito cerrado entrega calor a otro sistema térmico mediante un intercambiador de calor, como por ejemplo al agua que forma parte de un ciclo Rankine. Conceptualmente el campo solar se puede representar como se muestra en la Figura 56.

El aceite que circula por el circuito cerrado es calentado en cada lazo del circuito y finalmente es enviado hacia el sumidero de calor. La velocidad con la que circula el aceite por el circuito es:

$$v = \frac{Re \times \mu}{\rho \times d} \quad (23)$$

Donde:

v es la velocidad del fluido de transferencia de calor - HTF

Re es el número de Reynolds

μ es la viscosidad dinámica del fluido térmico (Pa s)

ρ es la densidad del fluido térmico (kg/m^3)

d es el diámetro interior del tubo asociado a cada colector – lazo (m)

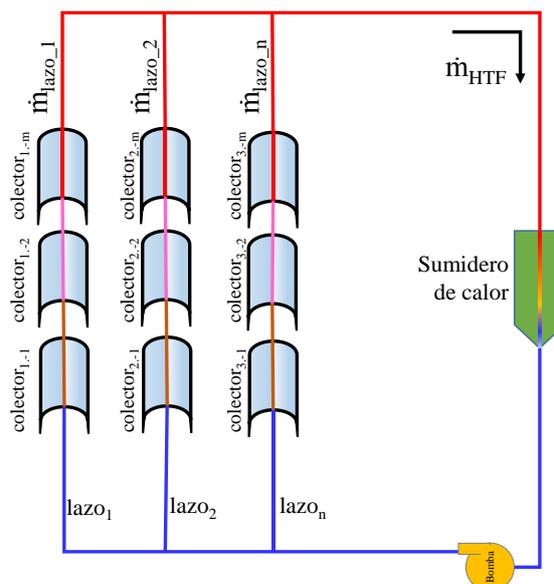


Figura 56 Diagrama conceptual de una instalación con colectores cilindro parabólicos

Respecto del aceite como fluido de trabajo, Mencía refiere en su tesis que con el fin de reducir la contaminación del aceite en el tubo receptor es necesario que el aceite circule “a una velocidad muy superior a la velocidad de trabajo habitual (...) cambiando de régimen de circulación de laminar a turbulento” (Crespo Mencía, 2010). En su diseño, Mencía deduce un número de Reynolds del orden de $9,37 \times 10^5$ considerándolo como apropiado para que “el régimen de circulación permita una transmisión de calor adecuada” (Crespo Mencía, 2010).

Asimismo, Cerrato emplea rangos para el número de Reynolds comprendidos entre $1,000 < Re < 50,000$ (Cerrato Morilla, 2012).

Por su parte, Durán señala que: “Usando las correlaciones experimentales para la densidad y la viscosidad dinámica de los fluidos térmicos más comunes [9], si se calcula el número de Reynolds para una temperatura de 200 °C, un diámetro de absorbedor que varía entre los 20 y los 50 mm [4], y una velocidad del fluido de 0,25 m/s [5], se observa cómo sólo la sal Hitec XL opera en régimen laminar, y el Syltherm 800 para un amplio rango de diámetros está en números de Reynolds inferiores a 12.000. Teóricamente el

flujo sólo es claramente turbulento para Reynolds mayores a 12.000 pues entre 2.300 y 12.000 puede ser también un régimen de transición donde podrían emplearse los elementos insertados. Por último, el Therminol VP1 opera en régimen turbulento (...)” (Durán, 2014).

Kumar y Reddy (Ravi Kumar & Reddy, 2009), en su estudio sobre la influencia del rendimiento térmico de los colectores considera rangos del Número de Reynolds en régimen turbulento conforme se muestra en la Figura 57.

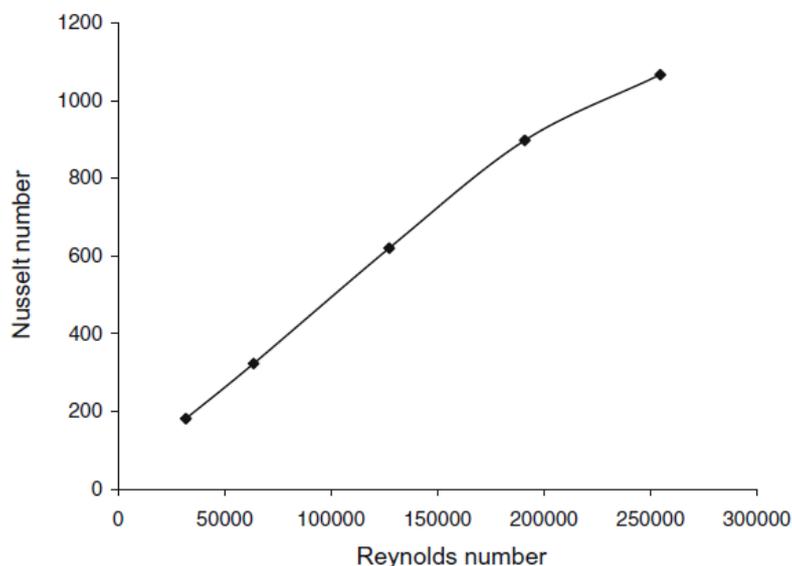


Figura 57 Variación del Número de Nusselt con el Número de Reynolds para receptores tubulares bajo condiciones de flujo variable (Ravi Kumar & Reddy, 2009).

Una vez determinada la velocidad de circulación del fluido térmico es posible calcular el caudal másico o flujo másico en cada lazo (\dot{m}_{lazo}) mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{\text{lazo}} = \rho \times v \times A \quad (24)$$

Donde:

ρ es la densidad del fluido térmico (kg/m^3)

v es la velocidad del fluido térmico (kg/s)

A es el área interna del tubo (m^2)

El caudal másico o flujo másico total del circuito \dot{m}_{HTF} se determina como la suma de los caudales másicos individuales de cada lazo:

$$\dot{m}_{HTF} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{lazo_i} \quad (25)$$

El calor aportado por cada colector ($Q_{colector}$) en función de la transformación de la energía solar en calor se puede determinar por la siguiente expresión:

$$Q_{colector} = DNI \times A_{colector} \times \eta_{colector} \quad (26)$$

Donde:

$Q_{colector}$ es el calor por colector (W)

DNI es la Irradiancia Normal Directa (W/m^2)

$A_{colector}$ es el área del colector (m^2)

$\eta_{colector}$ es el rendimiento óptico del colector

El rendimiento óptico del colector está directamente relacionado con la magnitud de la irradiancia que incide sobre él. Forristall (Forristall, 2003) analiza esta correlación encontrando los resultados que se muestran en la Figura 58.

Forristall señala que puesto que el rendimiento del colector incrementa con la irradiancia, sitios con nubosidad, con altos niveles de polución y otras partículas en el aire – tales como polvo y arena – tendrán un impacto negativo en el rendimiento del colector. También indica que se deben escoger emplazamientos alejados de zonas industriales con mucha polución, áreas con altos niveles de tráfico o áreas con frecuentes tormentas de arena (Forristall, 2003).

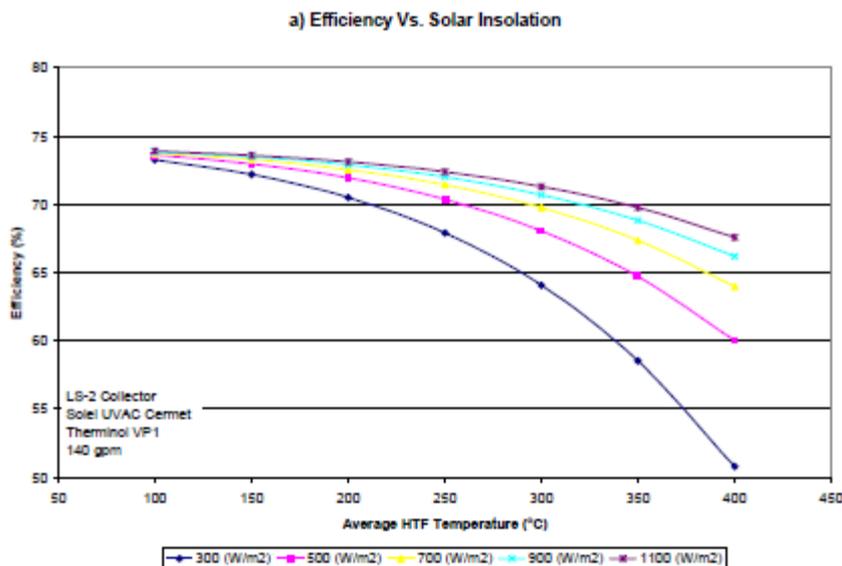


Figura 58 Eficiencia para diferentes niveles de irradiación (Forristall, 2003)

Para determinar el número de colectores que son necesarios por cada lazo se debe calcular el calor requerido para cada lazo y relacionarlo con el calor aportado por un colector, de la siguiente manera:

$$\#Colectores_{lazo} = \frac{Q_{lazo}}{Q_{colector}} = \frac{\dot{m}_{lazo} \times C_{pHTF} \times (T_{salida} - T_{entrada})}{Q_{colector}} \quad (27)$$

Donde:

Q_{lazo} es el calor requerido por cada lazo (kW)

$Q_{colector}$ es el calor de cada colector (kW) calculado con la ecuación (26)

\dot{m}_{lazo} es el flujo másico del lazo (kg/s) definido conforme la ecuación (24)

C_{pHTF} es el calor específico del fluido térmico (KJ/kg K)

T_{salida} es la temperatura de salida del fluido térmico del lazo (°C)

$T_{entrada}$ es la temperatura de entrada del fluido térmico del lazo (°C)

El calor total aportado por cada lazo será la suma del calor aportado por cada colector individual, considerando además las pérdidas propias del circuito térmico asociado a cada lazo (Per_{lazo}), propias de los circuitos que transfieren calor.

$$Q_{efectivo_lazo} = \#Colectores_{lazo} \times Q_{colector} \times (1 - Per_{lazo}) \quad (28)$$

El número de lazos se determina como el cociente entre el calor total que se requiere del campo solar (Q_{total_CS}) y el calor que puede suministrar cada lazo:

$$\#lazos = \frac{Q_{total_CS}}{Q_{efectivo_lazo}} \quad (29)$$

Es necesario considerar que Q_{total_CS} es el calor que genera el campo solar pero que no se transfiere en su totalidad al ciclo Rankine debido a la eficiencia del intercambiador del calor, la cual debe aplicarse para determinar la energía neta que contribuye a la operación de la turbina de vapor y posterior producción de electricidad.

$$Q_{CS_{1,2}} = \eta_{int} \times Q_{total_CS} \quad (30)$$

Donde:

$Q_{CS_{1,2}}$ es el calor útil transferido del campo solar al ciclo Rankine y que es referido en los numerales 5.2.1.1, 5.2.1.2 y 5.2.1.3 anteriores hibridando el ciclo de potencia de la central de vapor.

η_{int} es el rendimiento del intercambiador de calor.

5.3 Simulación de la operación de la central de biomasa hibridada: producción de electricidad

Los conceptos descritos en el numeral anterior se aplican a las centrales de biomasa de Ecuador. Como se describió en el Capítulo 4, las instalaciones son similares en potencia instalada, están ubicadas en regiones cercanas, tienen prácticamente la misma forma de operación y emplean la biomasa para los mismos fines. Considerando estos aspectos, a continuación se desarrolla la

modelación de la hibridación para una central típica de 16.8 MW de potencia efectiva y con las características que se muestran en la Figura 59:

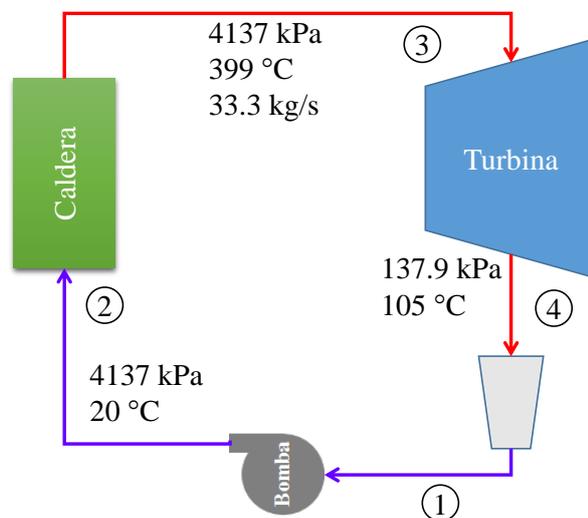


Figura 59 Ciclo de potencia de la central de biomasa en estudio

Inicialmente se determinarán las condiciones de operación de la central sin hibridar:

Tabla 12
Caracterización del funcionamiento del ciclo Rankine

Estado	P (kPa)	T(°C)	v (m ³ /kg)	X	h (kJ/kg)	S (kJ/kg°K)
1	2.34	20	0.0010018	0.000	83.914	
2	4,137	20			88.056	
3	4,137	399			3,209.60	6.7714
4	137.9	105		0.913	2,123.05	6.7714

En el estado 1:

$$W_{\text{bomba}} = v (P_2 - P_1) = 4.142 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + W_b = 88.06 \text{ kJ/kg}$$

En el estado 4:

$$S_g = 7.2841 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$S_f = 1.3741 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$S_{fg} = 5.91 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$X_4 = (S_4 - S_f) / S_{fg} = 0.9132$$

$$h_4 = hf@138\text{kPa} + hfg@138\text{kPa} = 2,123.052 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{caldera}} = h_3 - h_2 = 3,121.54 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{proceso}} = h_4 - h_1 = 2,039.138 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{turbina}} = Q_{\text{caldera}} - Q_{\text{proceso}} - W_{\text{bomba}} = 1,082.41 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{W_{\text{turbina}}}{Q_{\text{caldera}}} = \frac{1,082.41}{3,121.54} = 0.3468 = 34.68\%$$

5.3.1 Modelación de la hibridación en el lado de la turbina

A continuación se desarrolla el modelo para la modalidad de hibridación descrita en el numeral 5.2.1.1 y suponiendo que la caldera arroja vapor a una temperatura de 300°C, siendo necesario que el campo solar entregue la energía necesaria para elevar la temperatura del vapor hasta 399°C que admite nominalmente la turbina bajo análisis.

En estas condiciones se realiza el siguiente análisis:

Tabla 13

Caracterización del funcionamiento del ciclo Rankine hibridado en el lado de la turbina

Estado	P (kPa)	T(°C)	v (m ³ /kg)	X	h (kJ/kg)	S (kJ/kg)
1	2	20	0.0010018	0	84	
2	4,137	20			88	
3'	4,137	300			2,957	6.36
3	4,137	399			3,209.6	6.7714
4	138	105		0.913	2,123	6.7714

$$Q'_{\text{caldera}} = h_{3'} - h_2 = 2,869.5 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{CS}_1} = h_3 - h_{3'} = 252.67 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{proceso}} = h_4 - h_1 = 2,039.138 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{bomba}} = v (P_2 - P_1) = 4.142 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{turbina}} = (Q'_{\text{caldera}} + Q_{\text{CS}_1}) - Q_{\text{proceso}} - W_{\text{bomba}} = 1,082.406 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 34.68 \%$$

$$\eta_{\text{optimizado}} = \frac{W_{\text{turbina}}}{Q'_{\text{caldera}}} = \frac{1,082.406}{2,869.87} = 37.73 \%$$

El escenario analizado corresponde al caso en el cual el campo solar opera a su máxima capacidad. En la siguiente tabla se ha realizado un análisis de sensibilidad suponiendo incrementos de temperatura del campo solar desde 300°C hasta 400°C, produciéndose el último caso cuando el campo solar no produzca energía suficiente para entregar calor aprovechable al ciclo Rankine.

Tabla 14
Análisis de sensibilidad del funcionamiento del ciclo Rankine hibridado en el lado de la turbina

T_{CS_1} (°C)	h_3 (kJ/kg)	$\eta_{\text{optimizado}}$	Q_{CS_1} (kJ/kg)	Q_{caldera} (kJ/kg)	$\Delta Q_{\text{caldera}}$ (kJ/kg)	Q_{CS_1} (kW)
300	2,957	37.73%	252.7	2,868.9	252.67	8,422
310	2,985.05	37.36%	224.6	2,897.0	224.55	7,485
320	3,012.29	37.02%	197.3	2,924.2	197.31	6,577
330	3,038.8	36.68%	170.8	2,950.7	170.80	5,693
340	3,064.7	36.36%	144.9	2,976.6	144.90	4,830
350	3,090.11	36.06%	119.5	3,002.1	119.49	3,983
360	3,115.09	35.76%	94.5	3,027.0	94.51	3,150
370	3,139.71	35.47%	69.9	3,051.7	69.89	2,330
380	3,164.04	35.19%	45.6	3,076.0	45.56	1,519
390	3,188.11	34.92%	21.5	3,100.1	21.49	716
400	3,209.60	34.68%	0.0	3,121.5	0.00	0

En la última columna de la Tabla 14 se encuentra Q_{CS_1} en kW calculado como el producto entre el Q_{CS_1} medido en (kJ/kg) y el flujo másico de vapor requerido por la turbina (33.3 kg/s) que es el caudal nominal de vapor de la turbina, conforme se muestra en la Figura 60. Una cantidad mayor a Q_{CS_1} debe ser proporcionada por el campo solar puesto que debe considerarse el rendimiento del intercambiador de calor.

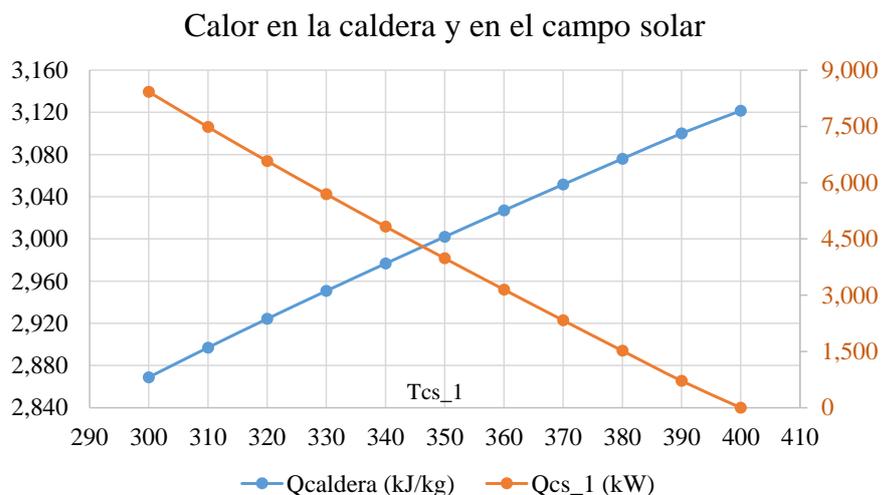


Figura 60 Variación de la potencia del campo solar y de la caldera en función de la temperatura de operación de la caldera

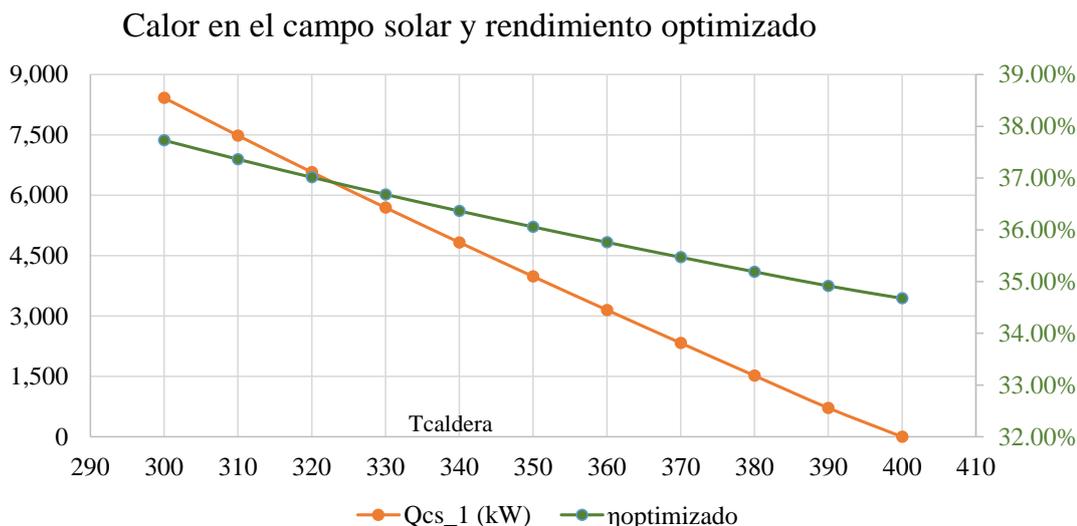


Figura 61 Variación del rendimiento optimizado y de la potencia del campo solar en función de la temperatura de operación de la caldera

En las Figuras 60 y 61 se observa el comportamiento de las principales variables analizadas.

Se observa que mientras mayor energía solar se aprovecha mayor es el rendimiento optimizado del ciclo y menor es el calor aportador por la caldera.

5.3.2 Modelación de la hibridación en el lado de la bomba

A continuación se desarrolla el modelo para la modalidad de hibridación descrita en el numeral 5.2.1.2 y suponiendo que por medio del campo solar se eleva la temperatura del agua líquida antes de entrar a la caldera hasta 80°C.

En estas condiciones se realiza el siguiente análisis:

Tabla 15
Caracterización del funcionamiento del ciclo Rankine hibridado en el lado de la bomba

Estado	P (kPa)	T(°C)	v (m ³ /kg)	X	h (kJ/kg)	S (kJ/kg)
1	2	20	0.0010018	0	83.91	
2	4,137	20			88.06	
2'	4,137	80			334.9	
3	4,137	399			3,209.6	6.7714
4	138	105		0.913	2,123.052	6.7714

$$Q'_{caldera} = h_3 - h_{2'} = 2,874.7 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{CS_2} = h_{2'} - h_2 = 246.89 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{proceso} = h_4 - h_1 = 2,039.142 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{turbina} = (Q'_{caldera} + Q_{CS_2}) - Q_{proceso} - W_{bomba} = 1,082.406 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ciclo} = 34.68 \%$$

$$\eta_{optimizado} = \frac{W_{turbina}}{Q'_{caldera}} = \frac{1,082.406}{2,874.7} = 37.653 \%$$

En la Tabla 16 se ha realizado un análisis de sensibilidad suponiendo incrementos de temperatura del campo solar desde 25°C hasta 90°C, produciéndose el primer caso cuando el campo solar no produzca energía suficiente para entregar calor aprovechable al ciclo Rankine.

Al igual que lo señalado en el numeral anterior, en la última columna de la Tabla 16 se encuentra Q_{CS_2} en kW calculado como el producto entre el Q_{CS_2} medido en (kJ/kg) y el caudal de vapor requerido por la turbina (33.3 kg/s) que es

el caudal nominal de vapor de la turbina, conforme se muestra en la Figura 60. Una cantidad mayor a Q_{CS_2} debe ser proporcionada por el campo solar puesto que debe considerarse el rendimiento del intercambiador de calor.

En las Figuras 62 y 63 se observa el comportamiento de las principales variables analizadas.

Tabla 16
Sensibilidad del funcionamiento del ciclo Rankine hibridado en modo bomba

T_{CS_2} (°C)	h_2 (kJ/kg)	$\eta_{\text{optimizado}}$	Q_{CS_2} (kJ/kg)	Q_{caldera} (kJ/kg)	$\Delta Q_{\text{caldera}}$ (kJ/kg)	Q_{CS_2} (kW)
25	104.83	34.86%	16.8	3,104.8	16.77	559.13
30	125.73	35.10%	37.7	3,083.9	37.67	1,255.80
35	146.63	35.34%	58.6	3,063.0	58.57	1,952.47
40	167.53	35.58%	79.5	3,042.1	79.47	2,649.13
45	188.43	35.83%	100.4	3,021.2	100.37	3,345.80
50	209.34	36.08%	121.3	3,000.3	121.28	4,042.80
55	230.26	36.33%	142.2	2,979.3	142.20	4,740.13
60	251.18	36.59%	163.1	2,958.4	163.12	5,437.47
65	272.12	36.85%	184.1	2,937.5	184.06	6,135.47
70	293.07	37.11%	205.0	2,916.5	205.01	6,833.80
75	314.03	37.38%	226.0	2,895.6	225.97	7,532.47
80	334.95	37.65%	246.9	2,874.7	246.89	8,229.77
85	356.01	37.93%	268.0	2,853.6	267.95	8,931.80
90	377.04	38.21%	289.0	2,832.6	288.98	9,632.80

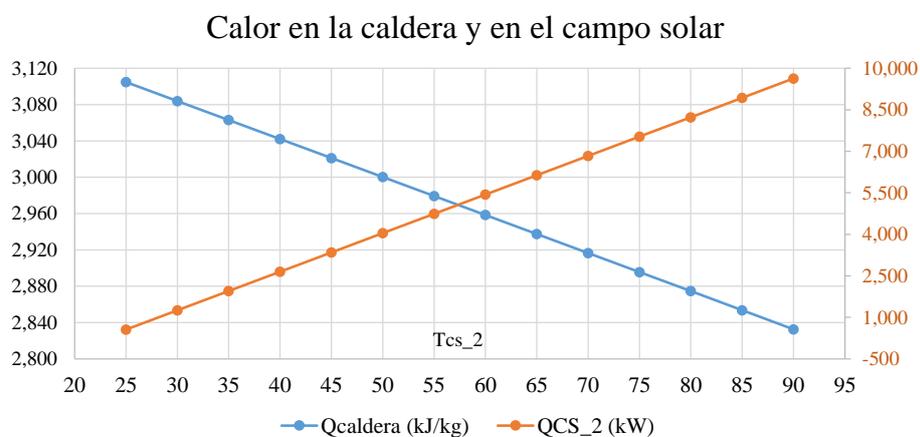


Figura 62 Variación de la potencia del campo solar y de la caldera en función de la temperatura de operación de la caldera

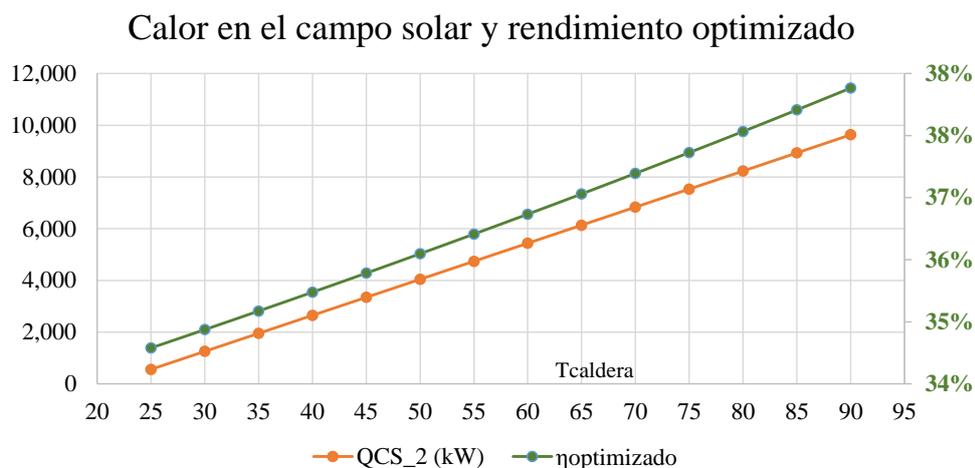


Figura 63 Variación del rendimiento optimizado y de la potencia del campo solar en función de la temperatura de operación de la caldera

De forma similar a la modalidad de hibridación anterior, un mayor porte del campo solar representa un incremento en el rendimiento del ciclo.

5.3.3 Modelación de la hibridación del Ciclo Rankine en modalidad mixta

A continuación se desarrolla el modelo para la modalidad de hibridación descrita en el numeral 5.2.1.3 y suponiendo que se eleva la temperatura del agua líquida antes de entrar a la caldera y que la caldera produce una temperatura inferior a la nominal, siendo el campo solar el que cubre tanto la elevación de la temperatura del agua como la del vapor.

En estas condiciones se realiza el siguiente análisis:

Tabla 17

Caracterización del funcionamiento del ciclo hibridado en modalidad mixta

Estado	P (kPa)	T(°C)	v (m ³ /kg)	X	h (kJ/kg)	S (kJ/kg)
1	2	20	0.0010018	0	84	
2	4,137	20			88	
2'	4,137	80			335	
3'	4,137	300			2,957	6.364
3	4,137	399			3,210	6.771
4	138	105		0.913	2,123	6.771

$$Q'_{caldera} = h_{3'} - h_{2'} = 2,621.98 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{CS_1} = h_3 - h_{3'} = 252.67 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{CS_2} = h_{2'} - h_2 = 246.89 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{\text{proceso}} = h_4 - h_1 = 2,039.142 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{turbina}} = (Q'_{\text{caldera}} + Q_{CS_2}) - Q_{\text{proceso}} - W_{\text{bomba}} = 1,082.406 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{ciclo}} = 34.68 \%$$

$$\eta_{\text{optimizado}} = \frac{W_{\text{turbina}}}{Q'_{\text{caldera}}} = \frac{1,082.406}{2,621.98} = 41.282 \%$$

Repetiendo los análisis anteriores se determina que el rendimiento óptimo del ciclo varía conforme varían el calor aportado por el campo solar en el lado de la turbina y en el lado de la bomba, presentándose múltiples combinaciones. En la Figura 64 se muestra la superficie de valores de rendimiento resultantes.

Superficie de Rendimiento

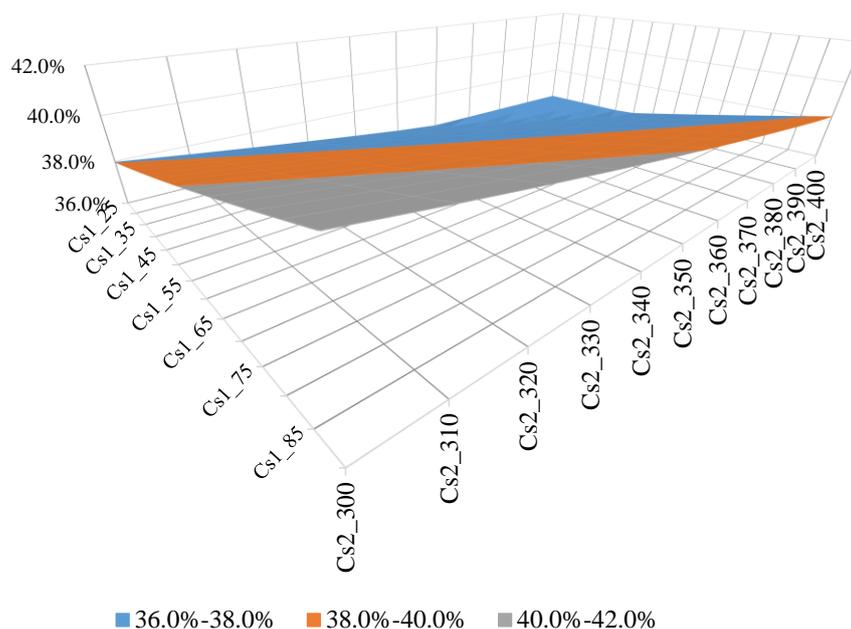


Figura 64 Evolución del rendimiento optimizado del ciclo en diversas condiciones de adición de calor

Sin perjuicio de lo anterior, para los siguientes análisis se supondrá que la temperatura de salida del campo solar ubicado a continuación de la caldera permanece constante con 400°C. Esta suposición es consistente por dos razones: a) el fluido térmico reduce su eficiencia conforme decrece su

temperatura de trabajo, por lo que no es conveniente operar el campo solar a una temperatura inferior; y, b) en esta condición se presenta el máximo rendimiento del ciclo, como se observa en la Tabla 16 y en la Figura 62. En estas condiciones, en la Tabla 18 se recogen las principales variables del caso descrito.

Tabla 18
Funcionamiento del ciclo hibridado en modalidad mixta – caso de estudio

T (°C)	$Q_{caldera}$ (kJ/kg)	Q_{CS_1} (kJ/kg)	Q_{CS_2} (kJ/kg)	$Q_{CS_1,2}$ (kJ/kg)	$Q_{CS_1,2}$ (kW)	$\eta_{optimizado}$
25	2,852.1	252.7	16.8	269.4	8,981	37.95%
30	2,831.2	252.7	37.7	290.3	9,678	38.23%
35	2,810.3	252.7	58.6	311.2	10,375	38.52%
40	2,789.4	252.7	79.5	332.1	11,071	38.80%
45	2,768.5	252.7	100.4	353.0	11,768	39.10%
50	2,747.6	252.7	121.3	374.0	12,465	39.39%
55	2,726.7	252.7	142.2	394.9	13,162	39.70%
60	2,705.8	252.7	163.1	415.8	13,860	40.00%
65	2,684.8	252.7	184.1	436.7	14,558	40.32%
70	2,663.9	252.7	205.0	457.7	15,256	40.63%
75	2,642.9	252.7	226.0	478.6	15,955	40.96%
80	2,622.0	252.7	246.9	499.6	16,652	41.28%
85	2,600.9	252.7	268.0	520.6	17,354	41.62%
90	2,579.9	252.7	289.0	541.7	18,055	41.96%

La Figura 65 muestra la evolución del rendimiento conforme se incrementa la potencia del campo solar hibridando el ciclo Rankine en modalidad mixta.

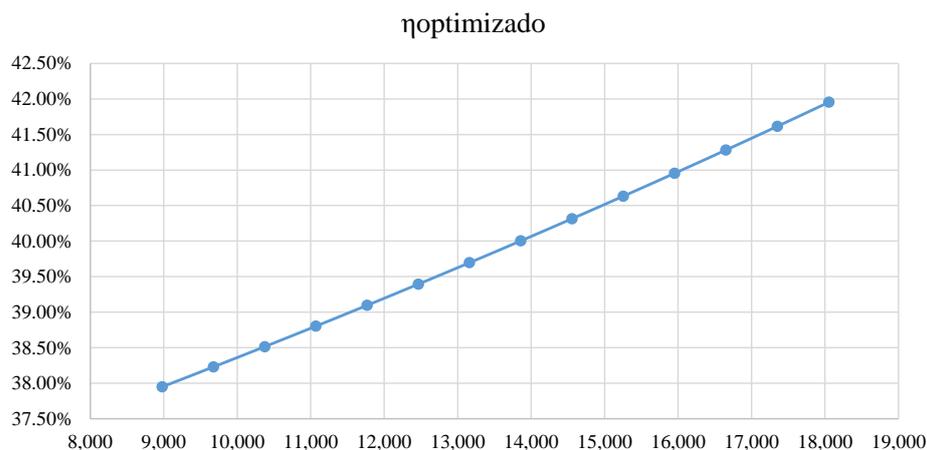


Figura 65 Evolución del rendimiento optimizado del ciclo en función de la potencia (kW) inyectada por el campo solar.

5.3.4 Modelación de la hibridación del Ciclo Rankine en modalidad mixta - aplicación

A continuación se aplicarán los conceptos descritos en el numeral 5.2.2 para modelar el campo solar.

Partiendo del modelo de hibridación esquematizado en la Figura 51, que fue analizado numéricamente en el numeral 5.3.3 anterior y con los parámetros descritos en la Tabla 17, se procede con el siguiente análisis:

La temperatura de salida del campo solar luego de que el fluido de transferencia de calor pasa por el intercambiador de calor ($T_{\text{cold_HTF}}$), considerando que la temperatura del aceite a la entrada es de 400°C , consistente con la temperatura de ingreso del vapor a la turbina.

En la Tabla 19, $T_{\text{Int_2}}$ es la temperatura variable del intercambiador de calor a la entrada de la caldera, como se ha descrito en 5.3.1.

Tabla 19
Temperaturas del campo solar

T_Int_2 (°C)	T_hot_HTF (°C)	T_cold_HTF (°C)	T_media_HTF (°C)
0	400	300	350
25	400	275	338
30	400	270	335
35	400	265	333
40	400	260	330
45	400	255	328
50	400	250	325
55	400	245	323
60	400	240	320
65	400	235	318
70	400	230	315
75	400	225	313
80	400	220	310
85	400	215	308
90	400	210	305

Debido a las características de temperatura a la que se requiere elevar el vapor antes de ser inyectado a la turbina (400°C) el fluido de transferencia de calor (HTF) debe operar a esta temperatura. Como se ha explicado en capítulos anteriores, existen varios fluidos comerciales tales como Therminol VP1, Hitec XL y Syltherm, entre otros.

Z.D. Cheng et al, realiza un análisis de la eficiencia de diferentes fluidos de transferencia de calor para aplicaciones termosolares y registra en su trabajo los siguientes resultados(Cheng, He, Cui, Xu, & Tao, 2012):

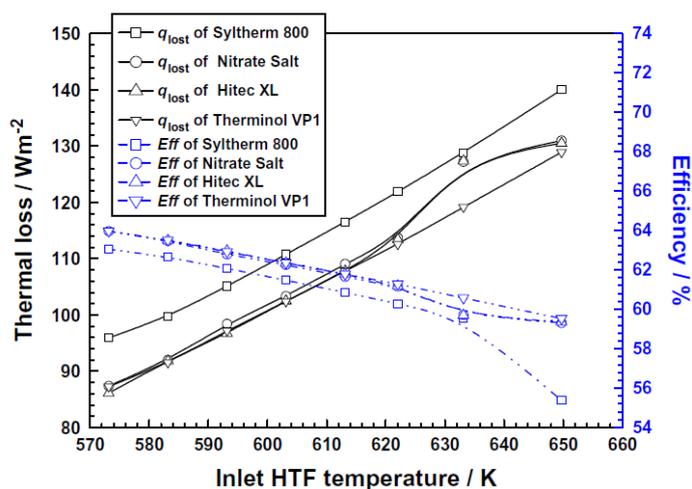


Figura 66 Pérdidas Térmicas y eficiencia de cuatro tipos de HTF (Cheng et al., 2012).

Cómo se observa, Therminol VP1 presenta bajos niveles de pérdidas y una mayor eficiencia para un amplio rango de temperaturas razón por la cual se escoge como fluido de transferencia de calor. Therminol VP1 es fabricado por la empresa SOLUTIA y presenta las características generales descritas en la Tabla 20 (SOLUTIA, n.d.). Con el propósito de determinar la velocidad de circulación del fluido térmico en el campo solar se requiere conocer su viscosidad dinámica y la densidad, conforme a la ecuación 23, la cual es proporcionada por el fabricante:

Tabla 20

Características generales de Therminol VP-1(SOLUTIA, n.d.)

Typical Physical, Chemical and Thermal Properties of Therminol VP-1

Composition	Diphenyl oxide/diphenyl	
Appearance	Clear, sediment free liquid	
Max. bulk temperature	400°C	
Max. film temperature	430°C	
Kinematic viscosity @ 40°C	DIN 51562 - 1	2.48 mm ² /s (cSt)
Density @ 15°C	DIN 51757	1068 kg/m ³
Flash point	DIN EN 22719	110°C
	DIN 51376	124°C
Fire point	ISO 2592	127°C
Autoignition temperature	DIN 51794	621°C
Pour point	ISO 3016	12°C
Boiling point @ 1013 mbar	257°C	
Coefficient of thermal expansion	0.00097/°C	
Moisture content	DIN 51777 - 1	< 300 ppm
Total acidity	DIN 51558 - 1	< 0.2 mg KOH/g
Chlorine content	DIN 51577 - 3	< 10 ppm
Copper corrosion	EN ISO 2160	<< 1a
Average molecular weight	166	

En la Figura 68 se presentan los valores de viscosidad dinámica, densidad, calor específico y otros, proporcionados por el fabricante.

También es necesario adoptar un número de Reynolds apropiado para asegurar el régimen de transferencia de calor turbulento que se describe en el numeral 5.2.2. Se asume un $Re = 600,000$ para garantizar un régimen turbulento.

Asimismo, es necesario definir el tipo de colector a emplearse de un rango no muy extenso de proveedores comerciales disponibles. Se ha decidido trabajar con colectores provistos por FLAGSOL, debido a que constituye en este momento el mayor proveedor de este tipo de instalaciones. Como resultado de los procesos de innovación y desarrollo de FLAGSOL actualmente está disponible el colector Heliotrough, cuyas principales características físicas en comparación con otros tipos de colectores se muestran en la Figura 67(Kötter et al., 2012).

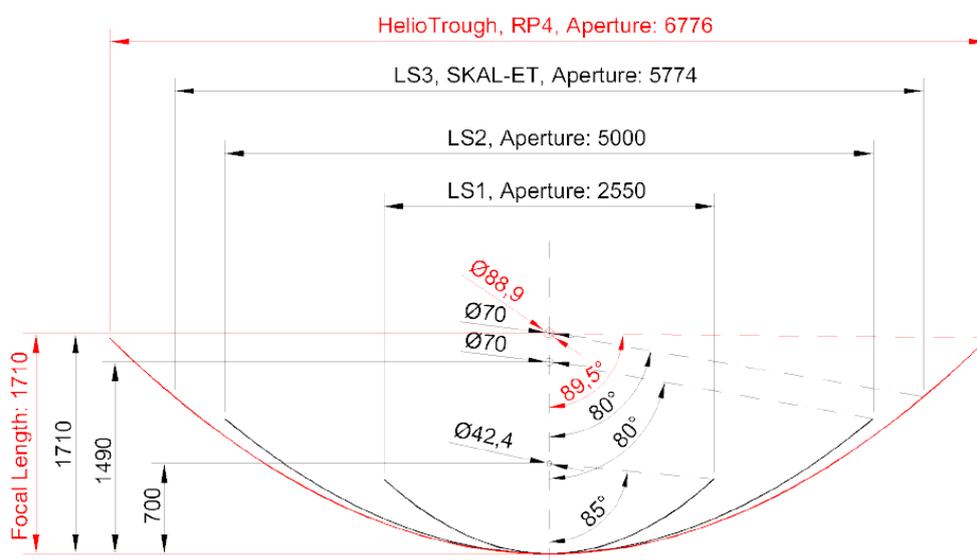


Figura 67 Características físicas comparativos del Colector HelioTrough

El diámetro del tubo colector es 88.9 mm y cada colector posee un área de 1263 m^2 (Kötter et al., 2012).

Properties of Therminol® VP-1 vs Temperatures - Liquid Phase

Temperature °C	Density kg/m³	Thermal Conductivity W/m.K	Heat Capacity kJ/kg.K	Viscosity		Vapour pressure (absolute) kPa*	Enthalpy kJ/kg	Latent Heat vap. kJ/kg
				Dynamic mPa.s	Kinematic mm²/s**			
12	1071	0.137	1.523	5.48	5.12	-	0.0	419.0
20	1064	0.136	1.546	4.29	4.03	-	12.3	414.7
30	1056	0.135	1.575	3.28	3.10	-	27.9	409.3
40	1048	0.134	1.604	2.60	2.48	-	43.8	403.9
50	1040	0.133	1.633	2.12	2.03	-	60.0	398.6
60	1032	0.132	1.662	1.761	1.707	-	76.4	393.3
70	1024	0.131	1.690	1.492	1.458	-	93.2	388.1
80	1015	0.130	1.719	1.284	1.265	-	110.3	382.9
90	1007	0.129	1.747	1.119	1.111	-	127.6	377.8
100	999	0.128	1.775	0.985	0.986	0.5	145.2	372.7
110	991	0.126	1.803	0.875	0.884	0.8	163.1	367.6
120	982	0.125	1.831	0.794	0.798	1	181.3	362.6
130	974	0.124	1.858	0.707	0.726	2	199.7	357.5
140	965	0.123	1.886	0.642	0.665	3	218.4	352.6
150	957	0.121	1.913	0.585	0.612	5	237.4	347.6
160	948	0.120	1.940	0.537	0.566	7	256.7	342.7
170	940	0.118	1.968	0.494	0.526	9	276.2	337.7
180	931	0.117	1.995	0.457	0.491	13	296.0	332.8
190	922	0.115	2.021	0.424	0.460	18	316.1	327.9
200	913	0.114	2.048	0.395	0.432	24	336.5	323.0
210	904	0.112	2.075	0.368	0.407	32	357.1	318.0
220	895	0.111	2.101	0.345	0.385	42	378.0	313.0
230	886	0.109	2.128	0.324	0.366	54	399.1	308.0
240	877	0.107	2.154	0.305	0.348	68	420.5	303.0
250	867	0.106	2.181	0.288	0.332	86	442.2	297.9
260	857	0.104	2.207	0.272	0.317	108	464.1	292.7
270	848	0.102	2.234	0.258	0.304	133	486.3	287.5
280	838	0.100	2.260	0.244	0.292	163	508.8	282.2
290	828	0.098	2.287	0.232	0.281	198	531.6	276.8
300	817	0.096	2.314	0.221	0.271	239	554.6	271.2
310	806	0.095	2.341	0.211	0.262	286	577.8	265.6
320	796	0.093	2.369	0.202	0.254	340	601.4	259.7
330	784	0.091	2.397	0.193	0.246	401	625.2	253.8
340	773	0.089	2.425	0.185	0.239	470	649.3	247.6
350	761	0.086	2.454	0.177	0.233	548	673.7	241.3
360	749	0.084	2.485	0.170	0.227	635	698.4	234.7
370	736	0.082	2.517	0.164	0.222	732	723.4	227.8
380	723	0.080	2.551	0.158	0.218	840	748.8	220.7
390	709	0.078	2.588	0.152	0.214	959	774.4	213.2
400	694	0.076	2.628	0.146	0.211	1090	800.5	205.3
410	679	0.073	2.674	0.141	0.208	1230	827.0	197.0
420	662	0.071	2.729	0.137	0.206	1390	854.0	188.0
425	654	0.070	2.760	0.134	0.205	1470	867.7	183.3

Note: Values quoted are typical values obtained in the laboratory from production samples. Other samples might exhibit slightly different data. Specifications are subject to change. Write to Solutia for current sales specifications.

Physical Property Formulae of Liquid

$$\text{Density (kg/m}^3\text{)} = -0.90797 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 0.00078116 \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 - 2.367 \cdot 10^{-6} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 + 1083.25$$

$$\text{Heat Capacity (kJ/kg.K)} = 0.002414 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 5.9591 \cdot 10^{-5} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 - 2.9879 \cdot 10^{-8} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 + 4.4172 \cdot 10^{-11} \cdot T(^{\circ}\text{C})^4 + 1.498$$

$$\text{Thermal Conductivity (W/m.K)} = -8.19477 \cdot 10^{-5} \cdot T(^{\circ}\text{C}) - 1.92257 \cdot 10^{-7} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 + 2.5034 \cdot 10^{-11} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 - 7.2974 \cdot 10^{-15} \cdot T(^{\circ}\text{C})^4 + 0.137743$$

$$\text{Kinematic Viscosity (mm}^2\text{/s)} = e^{\left(\frac{575.118}{T(^{\circ}\text{C})+185} - 2.79221\right)}$$

$$\text{Vapour Pressure (kPa)} = -0.190859 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 4.35824 \cdot 10^{-2} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 - 3.6106 \cdot 10^{-5} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 + 1.08408 \cdot 10^{-8} \cdot T(^{\circ}\text{C})^4 + 2.12329$$

$$\text{Enthalpy (kJ/kg)} = 1.51129 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 1.2941 \cdot 10^{-2} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 + 1.23697 \cdot 10^{-7} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 - 18.72677$$

$$\text{Latent Heat Vaporisation (kJ/kg)} = -0.528933 \cdot T(^{\circ}\text{C}) - 7.50103 \cdot 10^{-5} \cdot T(^{\circ}\text{C})^2 + 1.5622 \cdot 10^{-8} \cdot T(^{\circ}\text{C})^3 - 3.771 \cdot 10^{-11} \cdot T(^{\circ}\text{C})^4 + 425.18$$

Figura 68 Propiedades del Therminol VP-1(SOLUTIA, n.d.)

El fabricante menciona rendimientos superiores al 74% con irradiancia de 1,000 W/m², aunque refiere que es necesario realizar una validación con mediciones reales (Kötter et al., 2012). Al respecto, y como la peor condición, se emplearán los rendimientos reportados por Forristal en (Forristall, 2003) determinados en base al colector LS-2 y que se muestran en la figura 59, de los cuales se ha obtenido la Tabla 21.

Tabla 21
Eficiencia del colector para diversas condiciones de temperatura e irradiancia

T _{HTF} (°C)	300 W/m ²	500 W/m ²	700 W/m ²	900 W/m ²
200	70.5%	72.0%	72.5%	73.0%
250	66.0%	70.5%	72.0%	72.0%
300	64.0%	66.0%	69.5%	70.5%
350	58.0%	64.5%	67.5%	69.0%
400	51.0%	60.0%	64.0%	66.0%
Promedio	61.9%	66.6%	69.1%	70.1%

Se ha escogido el rango de temperaturas en concordancia con las temperaturas de trabajo del campo solar (T_{hot_HTF} y T_{cold_HTF}) definidas en la Tabla 19 y para las condiciones de irradiancia del emplazamiento, cuyo tratamiento estadístico se muestra en el Capítulo 4. Se aplicará el rendimiento promedio mostrado en la Tabla 21 al cálculo del calor útil que proporciona el campo solar.

Hasta aquí se dispone de toda la información para aplicar las ecuaciones (5.19) a (5.25), cuyos resultados se muestran en las siguientes tablas.

Ahora se debe determinar un arreglo de colectores tal que permita una circulación de fluido térmico a una velocidad mayor o igual a la velocidad v_{HTF} de la Tabla 22, para lo cual se asumirá una DNI de diseño de 750 W/m² que está en línea con la estadística de radiación del emplazamiento.

Tabla 22

Cálculo de la velocidad del fluido y caudal del fluido de transferencia de calor

T_cold_HTF (°C)	T_media_HTF (°C)	μ_{HTF} (Pa s)	ρ_{HTF} (kg/m ³)	v_{HTF} (m/s)	\dot{m} (kg/s)
300	350	0.000177	759.67	1.5756	7.4293
275	338	0.000187	774.79	1.6275	7.8271
270	335	0.000189	777.76	1.6387	7.9109
265	333	0.000191	780.70	1.6501	7.9964
260	330	0.000193	783.63	1.6619	8.0834
255	328	0.000195	786.53	1.6739	8.1720
250	325	0.000197	789.42	1.6862	8.2623
245	323	0.000199	792.28	1.6988	8.3543
240	320	0.000202	795.13	1.7117	8.4481
235	318	0.000204	797.96	1.7249	8.5436
230	315	0.000206	800.77	1.7385	8.6410
225	313	0.000209	803.56	1.7523	8.7403
220	310	0.000211	806.33	1.7665	8.8416
215	308	0.000214	809.09	1.7811	8.9448
210	305	0.000216	811.83	1.7960	9.0502

Asimismo, se asume un rendimiento del intercambiador de calor del orden del 60%, que es un valor razonable para la mayoría de los tipos de intercambiadores. Entonces:

Tabla 23

Cálculo del calor aportado por cada colector individual

DNI_diseño	750	W/m ²
η_{Colector}	70.1%	
Área _{Colector}	1,263	m ²
Q _{colector}	664	kW

A continuación se determina el número de colectores y el flujo másico por lazo aplicando las ecuaciones (5.23) a (5.25).

Tabla 24
Cálculo del número de colectores y caudal de lazo

Configuraciones →			# Colect.	# Colect.	# Colect.	# Colect.	Flujo másico lazo
			1	2	4	6	
$T_{\text{cold_HTF}}$ (°C)	\dot{m} (kg/s)	$C_{p\text{HTF}}$ (kJ/kg.K)	\dot{m} (kg/s)	\dot{m} (kg/s)	\dot{m} (kg/s)	\dot{m} (kg/s)	\dot{m}_{lazo} (kg/s)
300	7.43	2.455	2.71	5.41	10.82	16.23	10.82
275	7.83	2.416	2.20	4.40	8.80	13.19	8.80
270	7.91	2.408	2.12	4.24	8.48	12.72	8.48
265	8.00	2.401	2.05	4.10	8.19	12.29	8.19
260	8.08	2.394	1.98	3.96	7.93	11.89	11.89
255	8.17	2.386	1.92	3.84	7.68	11.51	11.51
250	8.26	2.379	1.86	3.72	7.44	11.16	11.16
245	8.35	2.372	1.81	3.61	7.22	10.84	10.84
240	8.45	2.365	1.75	3.51	7.02	10.53	10.53
235	8.54	2.358	1.71	3.41	6.83	10.24	10.24
230	8.64	2.351	1.66	3.32	6.65	9.97	9.97
225	8.74	2.344	1.62	3.24	6.48	9.71	9.71
220	8.84	2.337	1.58	3.16	6.31	9.47	9.47
215	8.94	2.330	1.54	3.08	6.16	9.24	9.24
210	9.05	2.323	1.50	3.01	6.02	9.03	9.03

La Tabla 24 funciona para determinar el número de colectores que deben utilizarse. Se prevén configuraciones de 1, 2, 4 y 6 colectores, de tal forma de mantener simetría en el campo solar, puesto que emplear números impares de colectores implica introducir asimetrías en el circuito de tuberías y se podrían presentar ineficiencias.

El valor de \dot{m} (kg/s) en la Tabla 24 fue calculado en la Tabla 22 y representa el flujo másico mínimo del fluido térmico para asegurar la velocidad de circulación del aceite en condiciones óptimas. Se observa que, para las condiciones del diseño, el uso de 1 o 2 colectores no garantiza el \dot{m} (kg/s) apropiado. Si se usan 4 colectores se obtienen resultados satisfactorios hasta cuando la temperatura de salida del fluido térmico es de 265°C, después es necesario emplear 6 colectores. La última columna de la tabla recoge el caudal másico resultante para cada lazo.

Tabla 25
Cálculo del número de filas, calor total y flujo térmico total

$T_{\text{cold_HTF}}$ (°C)	$Q_{\text{CS_1,2}}$ (kW)	$Q_{\text{total_CS}}$ (kW)	m_{lazo} (kg/s)	$Q_{\text{4colec.}}$ (kW)	$Q_{\text{6colec.}}$ (kW)	Q_{lazo} (kW)	# Filas	# Filas Real	Q_{CS} (kW)	m_{HTF} (kg/s)
300	8,422	14,037	10.82	2,656		2,656	5.28	6	15,937	65
275	8,981	14,969	8.80	2,656		2,656	5.64	6	15,937	53
270	9,678	16,130	8.48	2,656		2,656	6.07	7	18,593	59
265	10,375	17,291	8.19	2,656		2,656	6.51	7	18,593	57
260	11,071	18,452	11.89		3,984	3,984	4.63	5	19,921	59
255	11,768	19,614	11.51		3,984	3,984	4.92	5	19,921	58
250	12,465	20,775	11.16		3,984	3,984	5.21	6	23,905	67
245	13,162	21,937	10.84		3,984	3,984	5.51	6	23,905	65
240	13,860	23,100	10.53		3,984	3,984	5.80	6	23,905	63
235	14,558	24,263	10.24		3,984	3,984	6.09	7	27,889	72
230	15,256	25,427	9.97		3,984	3,984	6.38	7	37,185	70
225	15,955	26,591	9.71		3,984	3,984	6.67	7	37,185	68
220	16,652	27,754	9.47		3,984	3,984	6.97	7	37,185	66
215	17,354	28,924	9.24		3,984	3,984	7.26	8	42,497	74
210	18,055	30,092	9.03		3,984	3,984	7.55	8	42,497	72

A continuación se sintetizan los resultados de la tabla anterior en función de los rangos de temperatura del campo solar:

Tabla 26
Resultados consolidados del número de filas, calor total y flujo térmico total

Configuración	T_{salida} HTF (°C)	# Filas	# Colec./Fila	# Colectores	$Q_{\text{total_CS}}$
Modo_1	300 - 275	6	4	24	9,562
Modo_2	275 - 265	7	4	28	11,156
Modo_3	265 - 255	5	6	30	11,952
Modo_4	255 - 240	6	6	36	14,343
Modo_5	240 - 220	7	6	42	16,733
Modo_6	220 - 210	8	6	48	19,124

Los resultados obtenidos definen el diseño de la instalación de colectores cilindro parabólicos y la producción de energía térmica que debe transferirse al ciclo de potencia Rankine.

Para calcular la energía que se transfiere al ciclo Rankine empleando la ecuación 16 debe considerarse que ésta instalación está diseñada para una DNI de diseño de 750 W/m^2 conforme se muestra en la Tabla 21. Esta irradiancia no se presenta todo el tiempo sino que tiene fluctuaciones a lo largo del día y del año, conforme se analiza en el numeral 5.1.2.

Empleando los valores de irradiancia y el número de horas que corresponde a cada nivel a lo largo del año, descritos en la Tabla 8 del Capítulo 4; el rendimiento del colector para diversos niveles de irradiancia, determinados en la Tabla 8 y el área del colector proporcionada por el fabricante se determina la energía anual producida por el campo solar

Tabla 27
Energía térmica producida por el campo solar

Colector	250W/m ²	350W/m ²	450W/m ²	550W/m ²	650W/m ²	750W/m ²	850W/m ²	
η (%)	48.5%	61.9%	61.9%	66.6%	69.1%	70.1%	70.1%	
Área(m ²)	1263	1263	1263	1263	1263	1263	1263	
Q_{colector} (kW)	153	274	352	463	567	664	753	
kW térmico	$Q_{\text{total_CS}}$ 250W/m ²	$Q_{\text{total_CS}}$ 350W/m ²	$Q_{\text{total_CS}}$ 450W/m ²	$Q_{\text{total_CS}}$ 550W/m ²	$Q_{\text{total_CS}}$ 650W/m ²	$Q_{\text{total_CS}}$ 750W/m ²	$Q_{\text{total_CS}}$ 850W/m ²	$Q_{\text{total_CS}}$ (kW)
h / año	759	621	463	329	200	98	28	Total
Modo_1 24 colectores	2,789,575	4,078,166	3,909,298	3,652,981	2,722,927	1,561,780	505,719	19.220.447
Modo_2 28 colectores	3,254,505	4,757,860	4,560,847	4,261,811	3,176,748	1,822,077	590,006	22.423.854
Modo_3 30 colectores	3,486,969	5,097,707	4,886,622	4,566,226	3,403,659	1,952,225	632,149	24.025.558
Modo_4 36 colectores	4,184,363	6,117,249	5,863,947	5,479,471	4,084,390	2,342,670	758,579	28.830.670
Modo_5 42 colectores	4,881,757	7,136,790	6,841,271	6,392,717	4,765,122	2,733,116	885,009	33.635.782
Modo_6 48 colectores	5,579,151	8,156,332	7,818,595	7,305,962	5,445,854	3,123,561	1,011,439	38.440.893

Aplicando el rendimiento del intercambiador de calor (60%) a la energía térmica producida por el campo solar (ecuación 30) se determina el calor efectivo transferido al ciclo de potencia en la siguiente tabla:

Tabla 28
Energía térmica transferida desde el campo solar al ciclo Rankine

Q Ciclo Rankine	Q _{CS,1,2} 250W/m ²	Q _{CS,1,2} 350W/m ²	Q _{CS,1,2} 450W/m ²	Q _{CS,1,2} 550W/m ²	Q _{CS,1,2} 650W/m ²	Q _{CS,1,2} 750W/m ²	Q _{CS,1,2} 850W/m ²	Q _{CS,1,2} (kW) Total
Modo_1 24 colectores	1,673,745	2,446,900	2,345,579	2,191,789	1,633,756	937,068	303,432	11.532.268
Modo_2 28 colectores	1,952,703	2,854,716	2,736,508	2,557,087	1,906,049	1,093,246	354,004	13.454.313
Modo_3 30 colectores	2,092,182	3,058,624	2,931,973	2,739,736	2,042,195	1,171,335	379,290	14.415.335
Modo_4 36 colectores	2,510,618	3,670,349	3,518,368	3,287,683	2,450,634	1,405,602	455,147	17.298.402
Modo_5 42 colectores	2,929,054	4,282,074	4,104,763	3,835,630	2,859,073	1,639,869	531,005	20.181.469
Modo_6 48 colectores	3,347,491	4,893,799	4,691,157	4,383,577	3,267,512	1,874,136	606,863	23.064.536

En la siguientes tabla y gráfica se encuentra la energía transferida con resolución mensual.

Tabla 29
Energía térmica transferida desde el campo solar al ciclo Rankine con resolución mensual

KWh	Modo_1	Modo_2	Modo_3	Modo_4	Modo_5	Modo_6
Ene	727,639	848,912	909,549	1,091,458	1,273,368	1,455,278
Feb	645,362	752,922	806,702	968,043	1,129,383	1,290,724
Mar	1,058,573	1,235,002	1,323,217	1,587,860	1,852,503	2,117,146
Abr	1,203,903	1,404,553	1,504,878	1,805,854	2,106,830	2,407,805
May	1,063,312	1,240,531	1,329,140	1,594,968	1,860,796	2,126,624
Jun	1,021,080	1,191,260	1,276,350	1,531,620	1,786,891	2,042,161
Jul	998,707	1,165,159	1,248,384	1,498,061	1,747,738	1,997,415
Ago	1,166,051	1,360,392	1,457,563	1,749,076	2,040,588	2,332,101
Sep	835,366	974,594	1,044,208	1,253,049	1,461,891	1,670,733
Oct	684,728	798,849	855,910	1,027,092	1,198,274	1,369,456
Nov	940,613	1,097,382	1,175,766	1,410,919	1,646,073	1,881,226
Dic	1,186,934	1,384,756	1,483,667	1,780,401	2,077,134	2,373,868
Total	11,532,268	13,454,313	14,415,335	17,298,402	20,181,469	23,064,536

Energía térmica transferida desde el campo solar al ciclo Rankine con resolución mensual

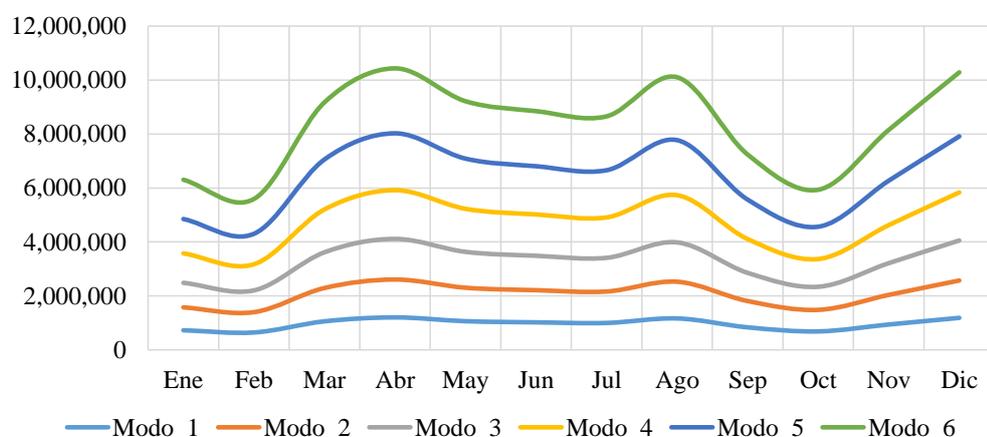


Figura 69 Energía térmica transferida desde el campo solar al ciclo Rankine con resolución mensual

Con el fin de determinar la energía eléctrica producida por la central es necesario considerar la eficiencia del proceso de transformación de energía térmica en eléctrica. Anteriormente se había determinado para el caso de estudio una eficiencia del ciclo Rankine del 35.94%; sin embargo deben aplicarse también las eficiencias del alternador, del transformador y las pérdidas eléctricas en cables y conexiones.

Tabla 30
Energía eléctrica producida a partir del campo solar

kWhe	Modo_1	Modo_2	Modo_3	Modo_4	Modo_5	Modo_6
Ene	240,123	280,144	300,154	360,185	420,215	480,246
Feb	212,971	248,467	266,214	319,457	372,700	425,943
Mar	349,332	407,554	436,665	523,999	611,332	698,665
Abr	397,291	463,507	496,614	595,937	695,260	794,583
May	350,896	409,379	438,620	526,344	614,068	701,792
Jun	336,960	393,120	421,199	505,439	589,679	673,919
Jul	329,576	384,506	411,971	494,365	576,759	659,153
Ago	384,800	448,934	481,000	577,200	673,400	769,600
Sep	275,673	321,619	344,592	413,510	482,428	551,347
Oct	225,962	263,623	282,453	338,943	395,434	451,925
Nov	310,405	362,139	388,006	465,608	543,209	620,810
Dic	391,692	456,974	489,615	587,538	685,461	783,384
kWh anual	3,805,683	4,439,964	4,757,104	5,708,525	6,659,945	7,611,366

En (Carta, 2009) se aplica un porcentaje del 33% al proceso de transformación entre potencia térmica y potencia eléctrica, valor que se aplicará a la energía térmica descrita en la Tabla 30 para obtener la energía eléctrica producida por la central hibridada.

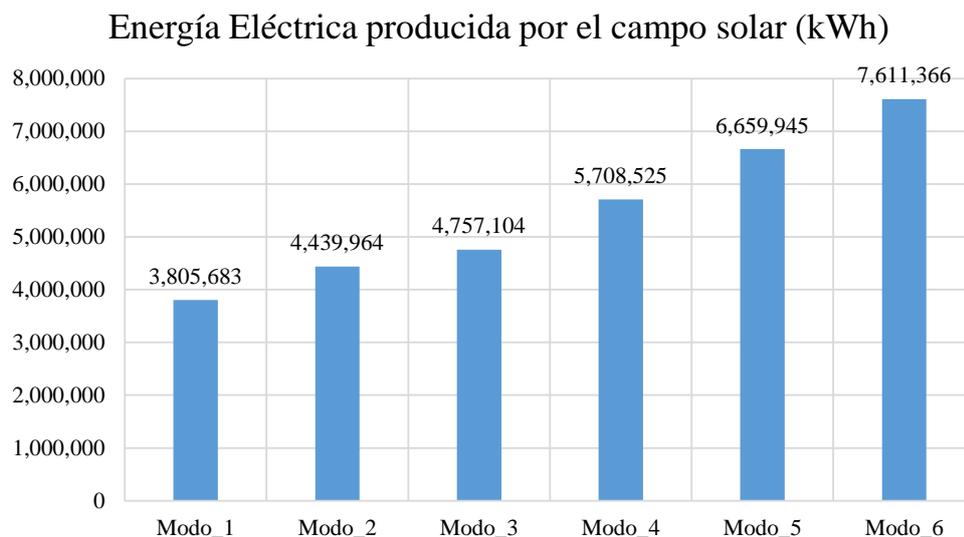


Figura 70 Producción eléctrica anual del campo solar

5.3.5 Requerimientos de superficie de terreno

La instalación solar requiere de una superficie mínima que se puede determinar conociendo el área que ocupan los colectores, reportada por el fabricante, y el número de éstos. A este valor deberá añadirse un cierto porcentaje que considera la separación entre filas de colectores, caminos de acceso y mantenimiento, que según la bibliografía consultada llega a ser del 5%. El espacio para el ciclo de potencia no se considera puesto que es una instalación ya existente.

En la siguiente tabla se muestran los cálculos para cada modalidad estudiada.

Tabla 31
Requerimientos de superficie de terreno para el campo solar

Config.	# Filas	# Colec. / Fila	# Colectores	Área Colector (m ²)	Área Colectores (m ²)	Área Campo Solar (m ²)	Área Campo Solar (Ha)
Modo_1	6	4	24	1263	30,312	31,828	3.2
Modo_2	7	4	28	1263	35,364	37,132	3.7
Modo_3	5	6	30	1263	37,890	39,785	4.0
Modo_4	6	6	36	1263	45,468	47,741	4.8
Modo_5	7	6	42	1263	53,046	55,698	5.6
Modo_6	8	6	48	1263	60,624	63,655	6.4

5.4 Análisis del factor de planta, ahorro en el consumo de combustibles fósiles y disminución de CO₂ emitido a la atmósfera por la central hibridada

A continuación se analizan estos tres factores

5.4.1 Factor de Planta

El factor de planta es la relación entre la energía producida por una central eléctrica en un intervalo de tiempo relacionada con la energía que pudo haber producido si hubiese operado durante todo ese tiempo a su potencia nominal ($E_{teórica}$). Usualmente se calcula el factor de planta con base anual (8,760 horas), aunque muchas veces es también útil expresarlo en base mensual o estacionaria.

El factor de planta es un índice muy útil para el analista puesto que expresa a manera de índice el porcentaje del tiempo que una central eléctrica opera a plena carga.

$$F_{planta} = \frac{Energía_{anual}}{Energía_{teórica}} = \frac{Energía_{anual}}{Potencia_{efectiva} \times 8760h} \quad (31)$$

El factor de planta nunca es igual a uno puesto que la producción de la central se ve afectada por períodos de indisponibilidad programada (mantenimientos preventivos) o por salidas forzadas, debido a fallas ya sea en la central o en el sistema eléctrico de potencia al que están conectadas y que les impiden evacuar su energía. También influye el tipo de central, ya que una central hidroeléctrica

tendrá muchas mayores probabilidades de ser despachada antes que una central termoeléctrica debido a que los costos de producción de una central hidroeléctrica son generalmente menores a los de una central que utilice combustibles fósiles. A la fecha, en Ecuador las centrales que operan con fuentes de energía renovable tienen despacho preferente.

Tabla 32
Energía anual producida por la central sin hibridar (Ingenio 3)

kWh	Año 2011	Año 2012	Año 2013	Año 2014	Año 2015	Promedio
Ene			1,796,302		2,856,503	2,326,403
Feb						
Mar						
Abr						
May						
Jun						
Jul	7,112,105	3,174,259	7,527,166	6,326,053	5,729,948	5,973,906
Ago	10,312,898	9,639,238	4,906,970	10,005,637	7,273,194	8,427,588
Sep	10,262,545	9,520,614	6,170,769	9,240,383	7,342,020	8,507,266
Oct	9,014,855	9,414,314	8,404,586	7,274,648	9,335,823	8,688,845
Nov	9,966,731	9,719,490	8,877,822	8,232,282	8,603,117	9,079,888
Dic	2,347,501	9,360,160	5,989,495	8,504,473	8,248,413	6,890,008
Total	49,016,634	50,828,075	43,673,110	49,583,476	49,389,018	48,498,063

En el caso de estudio la potencia efectiva del grupo analizado es de 16,800 kW y la energía anual promedio de los últimos cinco años antes de efectuar la hibridación se muestra en la Tabla 32.

Sumando la energía adicional producto de la hibridación que introduce el campo solar (Tabla 30) y el valor promedio mensual de la energía mostrada en la Tabla 32 (última columna) se obtiene la energía eléctrica total producida por la central hibridada, conforme se muestra a continuación:

Tabla 33
Energía anual producida por la central hibridada

KWh	Modo_1	Modo_2	Modo_3	Modo_4	Modo_5	Modo_6
Ene	2,566,526	2,606,546	2,626,556	2,686,587	2,746,618	2,806,649
Feb	212,971	248,467	266,214	319,457	372,700	425,943
Mar	349,332	407,554	436,665	523,999	611,332	698,665
Abr	397,291	463,507	496,614	595,937	695,260	794,583
May	350,896	409,379	438,620	526,344	614,068	701,792
Jun	336,960	393,120	421,199	505,439	589,679	673,919
Jul	7,091,052	7,145,981	7,173,446	7,255,840	7,338,234	7,420,628
Ago	8,947,120	9,011,253	9,043,320	9,139,520	9,235,720	9,331,920
Sep	8,931,326	8,977,271	9,000,244	9,069,162	9,138,081	9,206,999
Oct	8,834,916	8,872,576	8,891,406	8,947,897	9,004,388	9,060,878
Nov	9,439,741	9,491,476	9,517,343	9,594,944	9,672,545	9,750,146
Dic	5,879,168	5,944,450	5,977,091	6,075,014	6,172,937	6,270,860
kWh	53,337,299	53,971,580	54,288,720	55,240,141	56,191,561	57,142,982

El factor de planta anual de la central antes de la hibridación ($F_{\text{planta_AH}}$) es:

$$F_{\text{planta_AH}} = \frac{\text{Energía}_{\text{anual}}}{\text{Pot.}_{\text{efectiva}} \times 8760\text{h}} = \frac{48,498,063 \text{ kWh}}{16,800\text{kW} \times 8760\text{h}} = \frac{48,498,063 \text{ kWh}}{147,168,000\text{kWh}} = 0.3295 = 32.95 \%$$

En la Tabla 34 se muestra el factor de planta después de la hibridación ($F_{\text{planta_DH}}$) y posteriormente se lo compara con el factor de planta antes de la hibridación.

Tabla 34
Factor de planta de la central hibridada

Factor de Planta	Modo_1	Modo_2	Modo_3	Modo_4	Modo_5	Modo_6
$E_{\text{anual_AH}}$ (kWh)	48,498,063	48,498,063	48,498,063	48,498,063	48,498,063	48,498,063
$E_{\text{anual_DH}}$ (kWh)	52,303,746	52,938,026	53,255,166	54,206,587	55,158,008	56,109,429
$F_{\text{planta_AH}}$	32.95%	32.95%	32.95%	32.95%	32.95%	32.95%
$F_{\text{planta_DH}}$	35.54%	35.97%	36.19%	36.83%	37.48%	38.13%

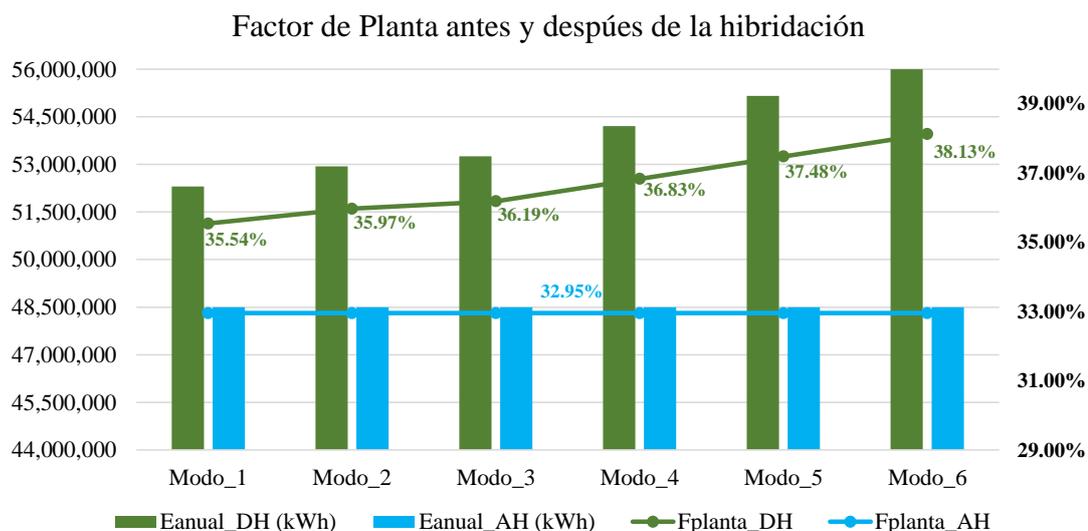


Figura 71 Evolución del Factor de planta

5.4.2 Ahorro en el consumo de combustibles fósiles

Las centrales de generación termoeléctrica que forman parte de la matriz de producción de electricidad en Ecuador emplean tecnologías diversas y varios tipos de combustibles fósiles. Entre los principales combustibles líquidos fósiles empleados en la actualidad están el Diésel, el Fuel oil y el Residuo. En el Anexo 2 se encuentra un registro de la potencia instalada de cada planta así como la productividad de cada central en kWh/gal.

En la siguiente tabla se muestra un resumen que incluye la potencia total instalada y una productividad ponderada del parque termoeléctrico para cada tipo de combustible.

Tabla 35
Productividad de las centrales en función del tipo de combustible

Combustible	Potencia efectiva (MW)	Productividad (kWh/gal)
Diésel	702.92	12.280
Fuel Oil	436	15.228
Residuo	849.58	16.222

Se puede asumir que la producción de electricidad adicional que proporciona el campo solar desplaza unidades de generación que emplea combustibles

líquidos, debido a que como se ha mencionado, las centrales con fuentes renovables tienen despacho preferente y que las centrales que emplean combustibles fósiles tienen costos variables superiores a otras tecnologías, lo que las hace candidatas directas a ser desplazadas en el despacho por las centrales renovables. Siendo así, el ahorro de combustibles anual se puede determinar para cada tipo de combustible empleando la energía eléctrica producida por el campo solar y dividiéndola para la productividad referida en la última columna de la Tabla 35.

Tabla 36

Volumen máximo de combustible líquido evitado por la operación del campo solar

Galones	Modo_1	Modo_2	Modo_3	Modo_4	Modo_5	Modo_6
E _{eléctrica CS} (kWh)	3,805,683	4,439,964	4,757,104	5,708,525	6,659,945	7,611,366
Diésel	309,904	361,555	387,380	464,856	542,332	619,808
Fuel Oil	249,906	291,557	312,382	374,859	437,335	499,812
Residuo	234,607	273,708	293,259	351,911	410,562	469,214

Los galones reportados en la Tabla 36 deben entenderse como cantidades máximas de combustible fósil evitado bajo el supuesto que la energía solar reemplaza un combustible a la vez, lo cual no necesariamente puede ocurrir dado que en función del despacho económico pueden presentarse combinaciones.

Adicionalmente, hay que considerar que por aspectos de calidad y seguridad del sistema eléctrico es necesario operar un número determinado de plantas termoeléctricas que contribuyan a mantener los niveles de voltaje, y en general el suministro de reactivos del sistema eléctrico de potencia, en condiciones apropiadas. Por lo tanto no siempre será posible desplazar a las centrales termoeléctricas ni con energías renovables no convencionales ni con centrales hidroeléctricas.

5.4.3 Reducción de emisiones

En el informe “*Factor de emisión de CO₂ del Sistema Nacional Interconectado del Ecuador 2015*” (versión para aprobación) desarrollado por el Operador Nacional de Electricidad – CENACE se refiere un factor de emisión

para el S.N.I de Ecuador de $EF_{grid,CM,14} = 0.5456$ ton CO₂/MWh. Aplicando este factor a la generación eléctrica producida a través del campo solar se encuentran las toneladas de CO₂ evitadas, conforme se muestra en la Tabla 37.

Tabla 37
Volumen máximo de combustible líquido evitado por la operación

Ton CO2	Modo_1	Modo_2	Modo_3	Modo_4	Modo_5	Modo_6
Ene	131	153	164	197	229	262
Feb	116	136	145	174	203	232
Mar	191	222	238	286	334	381
Abr	217	253	271	325	379	434
May	191	223	239	287	335	383
Jun	184	214	230	276	322	368
Jul	180	210	225	270	315	360
Ago	210	245	262	315	367	420
Sep	150	175	188	226	263	301
Oct	123	144	154	185	216	247
Nov	169	198	212	254	296	339
Dic	214	249	267	321	374	427
Total	2,076	2,422	2,595	3,115	3,634	4,153

5.5 Determinación del impacto en el abastecimiento de energía al Sistema Nacional Interconectado de Ecuador

La planificación de la operación del Sistema Nacional Interconectado en el corto, mediano y largo plazo requiere de la aplicación de complejos modelos matemáticos que permiten optimizar el uso de los recursos de generación disponible con el fin de abastecer la demanda de electricidad al menor costo y con altos niveles de seguridad y calidad.

A más de los recursos de generación disponibles en el momento de hacer el análisis se deben considerar aquellos proyectos que entrarán en operación en los próximos años, así como la expansión del sistema de transmisión y el incremento de la demanda.

El problema se complica aún más si se considera que es imposible prever el comportamiento de las fuentes primarias de energía como son la energía hidroeléctrica, eólica o solar, cuya variabilidad es ampliamente conocida. En la actualidad la matriz de generación contiene un importante componente de centrales hidroeléctricas, que supera el 90% de la potencia total instalada, haciendo del sistema eléctrico ecuatoriano un referente en cuanto al uso de energía renovable para la producción de electricidad.

En un contexto de incertidumbre en cuanto a la disponibilidad de los recursos primarios de generación, especialmente la disponibilidad de agua en los ríos que alimentan a las centrales, es necesario recurrir a escenarios hidrológicos con el fin de efectuar análisis de sensibilidad que permitan minimizar el riesgo de tomar decisiones incorrectas.

En la Tabla 38 se encuentra la estimación de la producción de electricidad de las centrales de generación en función del tipo de tecnología hasta el año 2025, en un escenario hidrológico medio, desarrollada por el Operador Nacional de Electricidad - CENACE.

Como se puede observar la incorporación de centrales de generación hidroeléctrica ocasionará que en los próximos años el componente de generación térmica se reduzca de manera importante. Sin embargo, las energías renovables no convencionales, como la biomasa y la eólica mantendrán su nivel de producción apelando a la normativa vigente que obliga a su despacho preferente.

También se puede observar que la producción de las centrales de biomasa es marginal respecto de la energía que producirán las centrales hidroeléctricas y las termoeléctricas; sin embargo, será la mayor fuente de energía renovable no convencional del sistema eléctrico.

Tabla 38
Estimación de la producción de electricidad en escenario hidrológico medio

GWh	Hidro	Térmico	Biomasa	Eólico	Total
Año 2016	20,926	3,341	240	64	24,571
Año 2017	27,039	2,743	240	64	30,086
Año 2018	29,194	3,812	240	64	33,311
Año 2019	29,224	3,916	240	64	33,444
Año 2020	31,227	5,815	240	64	37,346
Año 2021	36,221	5,003	240	64	41,527
Año 2022	42,633	4,242	240	64	47,179
Año 2023	48,941	3,920	240	64	53,165
Año 2024	50,197	4,329	240	64	54,830
Año 2025	50,369	4,733	240	64	55,406

En la Tabla 38 se considera la producción de las tres centrales de biomasa que actualmente están instaladas, identificadas como Ingenio 1, Ingenio 2 e Ingenio 3 en el numeral 4.8 de esta tesis. Los análisis de hibridación realizados en este trabajo se han centrado en una sola central; sin embargo, para analizar el impacto global de la hibridación aplicada a las centrales de biomasa es necesario disponer de la producción de las otras dos centrales una vez hibridadas.

Para tal fin se recurrirá a las hipótesis planteadas en al inicio del numeral 5.3 para asumir linealidad en el desempeño energético de las otras dos centrales una vez hibridadas, con lo cual el porcentaje de incremento en la producción de electricidad de la central estudiada en el subcapítulo 5.3 se aplicará también a las otras dos centrales. En la Tabla 39 se encuentra un análisis que recoge los criterios planteados.

Atendiendo a las mismas hipótesis planteadas en el numeral 5.4.2 anterior respecto de la sustitución de energía producida con combustibles líquidos por energía de centrales de biomasa hibridadas, en la Tabla 39 y en la Figura 72 se observan los resultados finales del impacto de la hibridación de las centrales de biomasa sobre el abastecimiento de la demanda en el S.N.I.

Tabla 39
 Incidencia de la producción energética de las centrales de biomasa hibridada en el abastecimiento al Sistema Nacional Interconectado.

GWh	Hidro	Biomasa Inicial	Biomasa Hibridada	Térmico Inicial	Térmico Reducido	Eólico	Total
Año 2016	20,926	240	277	3,341	3,304	64	24,571
Año 2017	27,039	240	277	2,743	2,706	64	30,086
Año 2018	29,194	240	277	3,812	3,775	64	33,311
Año 2019	29,224	240	277	3,916	3,879	64	33,444
Año 2020	31,227	240	277	5,815	5,778	64	37,346
Año 2021	36,221	240	277	5,003	4,966	64	41,527
Año 2022	42,633	240	277	4,242	4,205	64	47,179
Año 2023	48,941	240	277	3,920	3,883	64	53,165
Año 2024	50,197	240	277	4,329	4,292	64	54,830
Año 2025	50,369	240	277	4,733	4,696	64	55,406

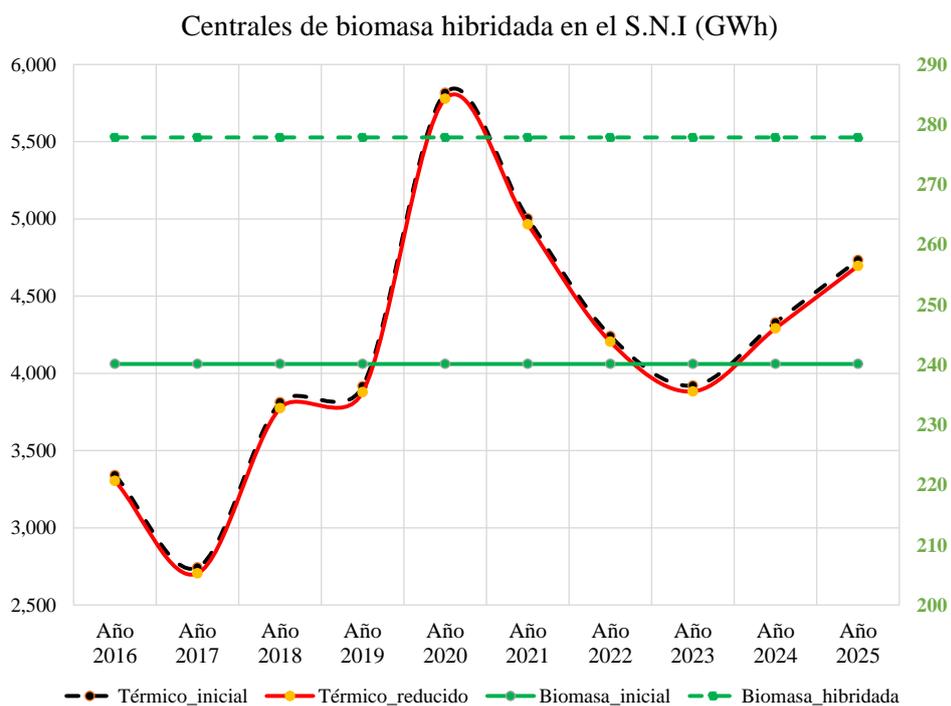


Figura 72 Aporte energético en el S.N.I de centrales de biomasa hibridadas

5.6 Viabilidad Financiera: costos de inversión, operación e ingresos por venta de energía al sistema eléctrico

La viabilidad financiera se determinará a través de un flujo de fondos neto a valor presente (VPN) y con el soporte del cálculo de la tasa interna de retorno (TIR), para lo cual se requiere por una parte conocer los costos de inversión y operación del sistema hibridación y por otro los ingresos económicos que supone la operación del referido equipamiento.

5.6.1 Costos de Inversión

En su artículo científico Nishith B. Desai et al, (Desai, Kedare, & Bandyopadhyay, 2014), establece costos de inversión para centrales con colectores cilindro parabólicos sin almacenamiento y del cual se extraen los siguientes valores:

Tabla 40
Costos de inversión típicos con colectores cilindro parabólicos(Desai et al., 2014)

Colectores	250	US\$/m ²
Intercambiador de Calor	41.67	US\$/kWt
Obra civil		$a \cdot kWe + b(kWe^2)$ $a = 169.3; b = 5.3 \times 10^{-4}$
Costos Miscelaneos	183.33	US\$/kWe

La utilización en el campo solar de colectores Heliotrough supone un incremento en la eficiencia del sistema y una reducción de costos de inversión que el fabricante reporta como en el 90% en el campo solar y un 89% en la obra civil y misceláneos respecto de las tecnologías tradicionales. Empleando estos factores se determina la siguiente tabla ajustada:

Tabla 41
Costos de Inversión ajustados de una instalación típica con colectores cilindro parabólicos(Desai et al., 2014)

Colectores	225	US\$/m ²
Intercambiador de calor	41.67	US\$/kWt (kWt: kilovatios térmicos)
Obra civil		$0.89 \times [a \times kWe + b(kWe^2)]$ $a = 169.3; b = 5.3 \times 10^{-4}$
Costos misceláneos	163.16	US\$/kWe (kWe: kilovatios eléctricos)

Empleando estos precios medios se determinan los siguientes costos de inversión:

Tabla 42
Costos de Inversión de la instalación estudiada

Costos de Inversión	Área Campo Solar (m ²)	kWt Intercambiador de calor	kWe	Campo Solar (US\$)	Intercambiador de Calor (US\$)	Obra Civil (US\$)	Misceláneos	Total Inversión (US\$)
Modo_1	30,312	9,562	3,155	6,820,200	398,445	470,755	514,852	8,204,252
Modo_2	35,364	11,156	3,681	7,956,900	464,853	548,301	600,661	9,570,714
Modo_3	37,890	11,952	3,944	8,525,250	498,057	586,976	643,565	10,253,847
Modo_4	45,468	14,343	4,733	10,230,300	597,668	702,610	772,278	12,302,856
Modo_5	53,046	16,733	5,522	11,935,350	697,279	817,656	900,991	14,351,277
Modo_6	60,624	19,124	6,311	13,640,400	796,890	932,116	1,029,704	16,399,111

5.6.2 Costos de Operación y Mantenimiento

En el reporte “Renewable Power Generation Costs in 2014”(IRENA, 2015) se menciona que los costos de operación y mantenimiento para centrales termosolares con colectores cilindro parabólicos es de US\$ 0.015/kWh, con lo cual se obtienen los siguientes costos de operación y mantenimiento:

Tabla 43
Costos de operación y mantenimiento anuales de la instalación estudiada

Costos de operación y mantenimiento	kWhe (anual)	Operación y mantenimiento (US\$)
Modo_1	3,805,683	57,085
Modo_2	4,439,964	66,599
Modo_3	4,757,104	71,357
Modo_4	5,708,525	85,628
Modo_5	6,659,945	99,899
Modo_6	7,611,366	114,170

5.6.3 Ingresos por venta de energía

La Regulación CONELEC 004/11 establecía una tarifa de 31c\$/kWh para instalaciones termosolares ubicadas en el territorio continental ecuatoriano.

Aplicando esta tarifa a la energía producida se obtienen los siguientes ingresos anuales:

Tabla 44
Ingresos anuales por venta de energía eléctrica

Ingresos Anuales por Venta de Energía	Energía eléctrica (kWh)	Tarifa (c\$/kWh)	Total (US\$)
Modo_1	3,805,683	31.0	1,180,523
Modo_2	4,439,964	31.0	1,377,277
Modo_3	4,757,104	31.0	1,475,654
Modo_4	5,708,525	31.0	1,770,784
Modo_5	6,659,945	31.0	2,065,915
Modo_6	7,611,366	31.0	2,361,046

Una vez se han determinado los ingresos y los costos generales se analizan la tasa interna de retorno – TIR y el valor presente neto – VPN para cada modo de hibridación, obteniéndose los siguientes resultados para distinta tasas de descuento (i) y para un período de vida útil de 25 años, habitual para instalaciones termosolares de este tipo:

Tabla 45
Valor Presente Neto y Tasa Interna de Retorno

US\$	Modo_1	Modo_2	Modo_3	Modo_4	Modo_5	Modo_6
i=5%	\$7,629,416	\$8,901,898	\$9,538,237	\$11,447,646	\$13,357,642	\$15,268,224
i=6%	\$6,157,051	\$7,184,140	\$7,697,782	\$9,239,099	\$10,781,004	\$12,323,496
i=7%	\$4,887,822	\$ 5,703,372	\$6,111,245	\$7,335,255	\$8,559,852	\$9,785,037
i=8%	\$3,788,193	\$4,420,472	\$4,736,709	\$5,685,812	\$6,635,502	\$7,585,780
i=9%	\$2,830,803	\$3,303,517	\$3,539,972	\$4,249,728	\$4,960,070	\$5,671,000
i=10%	\$1,993,236	\$2,326,355	\$2,493,013	\$2,993,377	\$3,494,328	\$3,995,866
TIR	13.1%	13.1%	13.1%	13.1%	13.1%	13.1%

En función de estos resultados se concluye que es conveniente desde el punto de vista financiero el implementar una hibridación total, siendo procedente la realización de las inversiones necesarias para transferir la máxima cantidad de calor desde el campo solar hasta el ciclo de potencia, puesto que en esta condición se obtiene el mayor VPN y por tanto el máximo rendimiento económico.

Valor Presente Neto para cada Modo de Hibridación

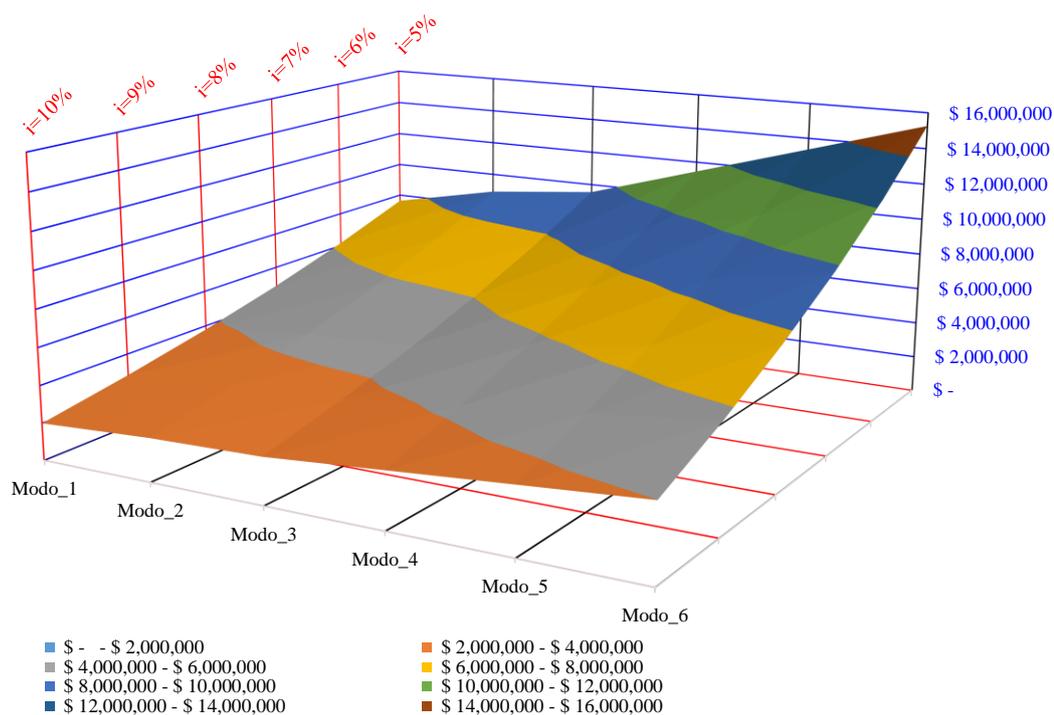


Figura 73 Valor Presente Neto

5.6.4 Sensibilidad al precio

En el siguiente gráfico se muestra un análisis para verificar la viabilidad económica con respecto al precio de compra de la energía producida a través de la instalación termosolar en la modalidad de hibridación escogida y considerando diversas tasas de descuento hasta alcanzar la máxima permisible del 13% conforme a la TIR determinada en el numeral 5.6.3 y específicamente en la Tabla 45.

La Figura 74 muestra un gráfico agregado que permite verificar gráficamente que para tasas de descuento del 5%, que se considera un valor mínimo solo alcanzable con una línea de crédito específica para este tipo de tecnologías o proveniente de fuentes de financiamiento multilaterales como el BID o el Banco Mundial, el valor presente neto comienza a ser positivo con tarifas de 17 c\$/kWh y la inversión se vuelve más atractiva desde el punto de vista financiero conforme ésta aumenta.

Variación del precio y la tasa de descuento

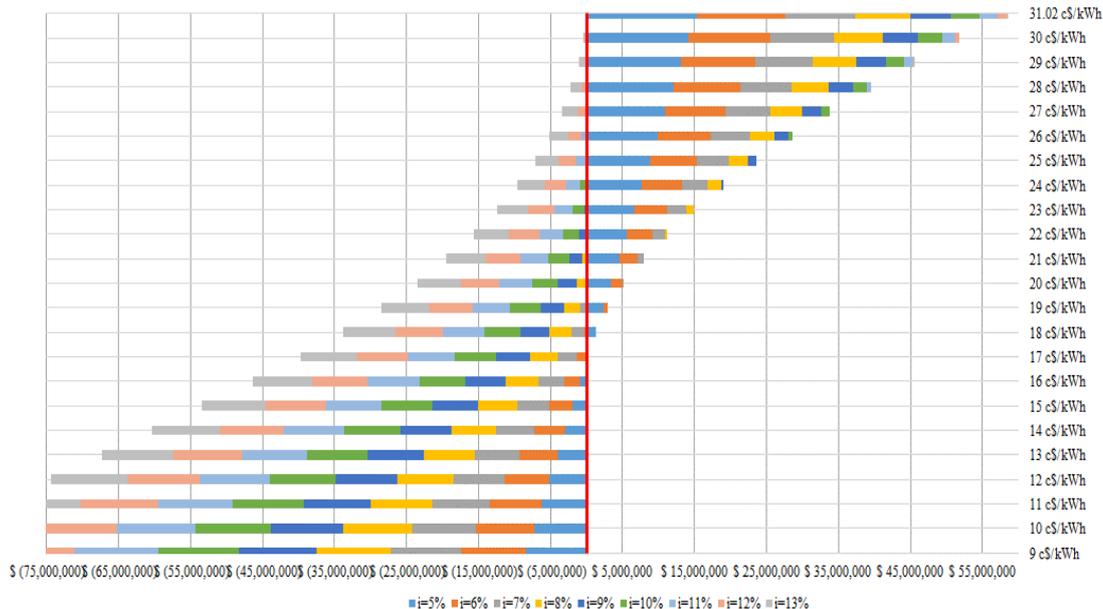


Figura 74 Sensibilidad del VPN respecto de la tarifa y la tasa de descuento

En la Figura 75 se puede observar también la evolución de la TIR.

Evolución del VPN y TIR en función de la tarifa y la tasa de descuento

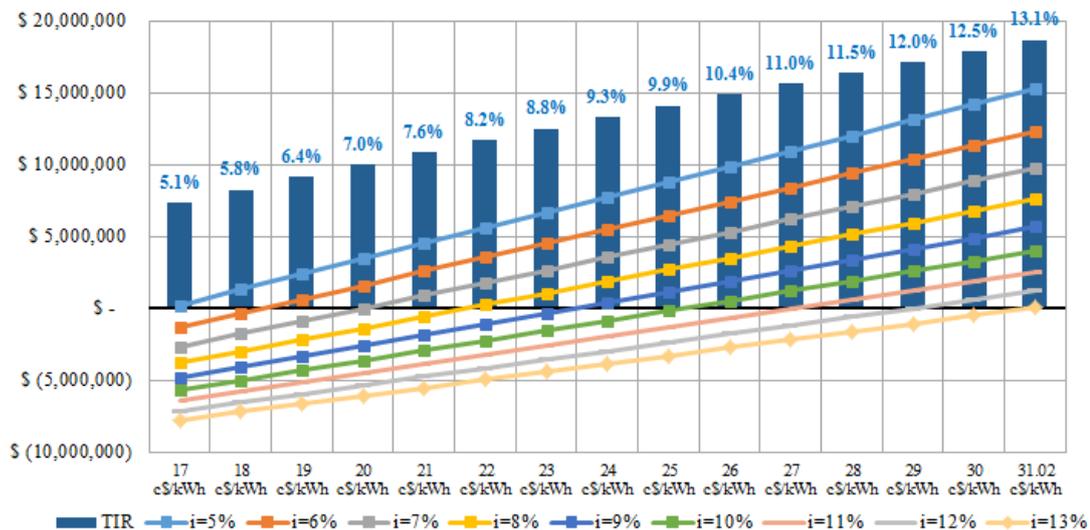


Figura 75 Detalle de la Sensibilidad del VPN y TIR con la tarifa y tasa de descuento

5.7 Análisis comparativo del modelo con referencia a SAM

SAM es el acrónimo de System Advisor Model, que es un software desarrollado por el U.S. Department of Energy y el National Renewable Energy Laboratory – NREL y permite, entre otras funcionalidades, simular el desempeño energético de centrales termosolares que emplean colectores cilindro parabólicos.

Para tal efecto aplica los principios termodinámicos representados como ecuaciones de transferencia de calor y considerando elementos de detalle de la instalación tales como las propiedades físicas de los materiales, rendimientos ópticos, diversos fluidos para transferencia de calor, pérdidas térmicas y ópticas, geometría y dimensiones de los componentes.

El sistema presenta un interfaz de usuario amigable, dotado de librerías que permiten elegir un amplio rango de componentes de fabricación comercial y también le permite al usuario definir componentes y propiedades a voluntad. Entre las principales características técnicas del modelo empleado en SAM se encuentran(Wagner & Gilman, 2011):

- Modelamiento del campo solar por medio de un balance nodal de energía
- El modelo incluye enfoques totales y parciales de los colectores
- Se consideran transientes térmicos en la circulación del fluido térmico por tuberías y colectores
- El modelo considera la geometría, las dimensiones de los colectores y la óptica asociada
- Se modela el efecto del sombreado sobre los colectores.
- El modelo térmico de los colectores utiliza una red de resistencias térmicas en serie y en paralelo
- Se consideran las variaciones de presión en todos los componentes del circuito, al igual que las inercias térmicas.
- Se modela en detalle el ciclo de potencia Rankine, incluyendo intercambiadores de calor con el campo solar.

Se empleará SAM para contrastar los resultados del modelo aplicado en la tesis con un modelo comercial, aclarándose que los resultados deben considerarse referenciales y con el exclusivo fin de validar órdenes de magnitud puesto que SAM realiza el diseño de una instalación termosolar partiendo desde cero y termina con una instalación nueva en operación; en cambio, en la presente tesis se parte de que el ciclo de potencia está ya construido (central de biomasa) lo que introduce un restricción importante que impide una comparación directa con los resultados del software.

Adicionalmente SAM emplea modelos completos de los diferentes componentes de la central mientras que en la tesis se recurre a simplificaciones en beneficio del análisis energético.

A continuación se muestran los principales datos de entrada y resultados utilizados para la simulación de la instalación con SAM.

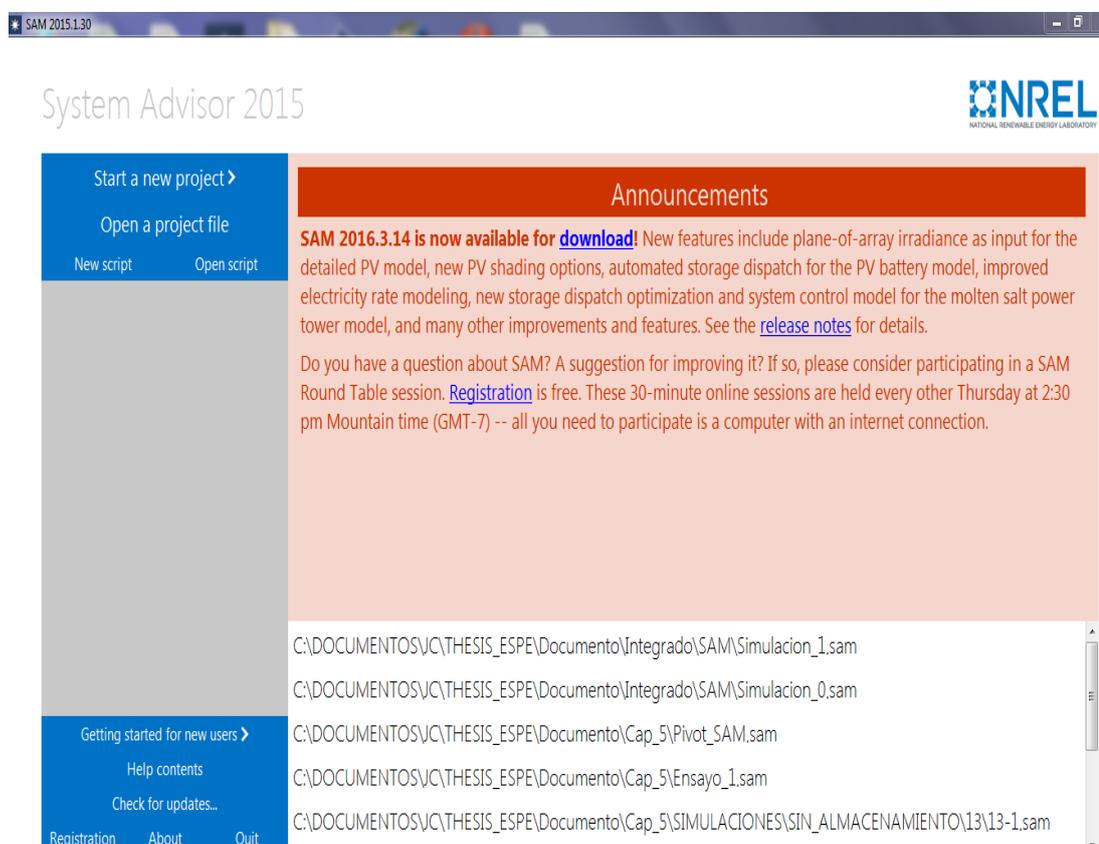


Figura 76 Pantalla de inicio de SAM

5.7.1 Selección del emplazamiento

Se ha creado un caso de estudio (Ingenio_3_v0) con los datos de irradiancia diaria para un año típico obtenidos del portal web de SODA - Solar Energy Services for Professionals y cuyo tratamiento se describe en el numeral 4.2 de este trabajo y los cuales se han empleado en el Capítulo V para determinar la energía aprovechable por el campo solar. En la siguiente captura de pantalla se refiere sobre el archivo de datos cargado.

Choose a weather file from the solar resource library

Click a name in the list to choose a file from the library. Type a few letters of the name in the search box to filter the list. If your location is not in the library, try downloading a file (see below).

Search for: Name

Name	Station ID	Latitude	Longitude	Time zone	Elevation	Source
India IND Goa Panaji (INTL)	431920	15.48	73.82	5.5	60	IWEC
India IND Madras (INTL)	432790	13	80.18	5.5	16	IWEC
India IND Nagpur (INTL)	428670	21.1	79.05	5.5	310	IWEC
India IND New_Delhi (INTL)	421820	28.58	77.2	5.5	216	IWEC
India IND Trivandrum (INTL)	433710	8.48	76.95	5.5	64	IWEC
Ingenio_3	912850	19.717	-155.05	-10	9	TMY3
Ingenio_3_v0	111111	-2.4	-79.33	-5	9	TMY3
Ireland IRL Belmullet (INTL)	039760	54.23	-10	0	10	IWEC
Ireland IRL Birr (INTL)	039650	53.08	-7.88	0	72	IWEC
Ireland IRL Clones (INTL)	039740	54.18	-7.23	0	89	IWEC
Ireland IRL Dublin (INTL)	039690	53.43	-6.25	0	85	IWEC
Ireland IRL Kilkenny (INTL)	039600	52.67	-7.27	0	64	IWEC
Ireland IRL Malin (INTL)	039800	55.37	-7.33	0	25	IWEC
Ireland IRL Valentia_Observatory (INTL)	039530	51.93	-10.25	0	14	IWEC

City: Time zone: Latitude:

State: Elevation: Longitude:

Country: Data Source: Station ID:

Data file:

-Annual irradiance and temperature summary-

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

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

Diffuse horizontal: kWh/m²/day

[Visit SAM weather data website](#)

Figura 77 Caso de estudio

5.7.2 Campo solar

En la siguiente figura se muestran los parámetros ingresados para el campo solar, siendo los más relevantes los siguientes:

- Múltiplo solar: con un valor de 1.67 y que representa la relación entre el calor generado en el campo solar y la que finalmente se transfiere al ciclo de potencia. Para el caso que nos ocupa esta relación está dada como la relación de trabajo del intercambiador de calor.
- Se define el tipo de aceite portador de calor y las temperaturas de entrada y salida del mismo en el circuito térmico del campo solar. Esta información se obtiene del Capítulo V.

The screenshot shows a software interface for configuring solar field parameters. The interface is organized into several sections:

- Solar Field Parameters:** Includes options for Option 1 (selected) and Option 2. Key parameters include Solar multiple (1.67), Field aperture (63655 m²), Row spacing (15 m), Stow angle (170 deg), Deploy angle (10 deg), Number of field subsections (6), Header pipe roughness (4.57e-005 m), HTF pump efficiency (0.85), Freeze protection temp (12 °C), Irradiation at design (750 W/m²), and Allow partial defocusing (checked).
- Heat Transfer Fluid:** Shows 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), Design loop inlet temp (210 °C), Design loop outlet temp (400 °C), Min single loop flow rate (1.504 kg/s), Max single loop flow rate (9.026 kg/s), Min field flow velocity (0.293217 m/s), Max field flow velocity (2.29366 m/s), Header design min flow velocity (1.796 m/s), and Header design max flow velocity (2 m/s).
- Design Point:** Displays Single loop aperture (7578 m²), Loop optical efficiency (0.741605), Total loop conversion efficiency (0.716744), Total required aperture, SM=1 (36299.5 m²), Required number of loops, SM=1 (4.79011), Actual number of loops (8), Total aperture reflective area (60624 m²), Actual solar multiple (1.67), and Field thermal output (32.5868 MWt).
- Collector Orientation:** Shows Collector tilt (0 deg) and Collector azimuth (0 deg). Tilt settings are horizontal=0, vertical=90. Azimuth settings are equator=0, west=90, east=-90.
- Mirror Washing:** Includes Water usage per wash (0.7 L/m², aper.) and Washes per year (63).
- Plant Heat Capacity:** Shows Hot piping thermal inertia (0.2 kWh/K-MWt), Cold piping thermal inertia (0.2 kWh/K-MWt), and Field loop piping thermal inertia (4.5 Wh/K-m).

Figura 78 Datos del campo solar

5.7.3 Colectores

Si bien es cierto el programa permite escoger una amplia gama de colectores de entre aquellos almacenados en la librería del software, la versión de trabajo no contiene al colector HelioTrough con el cual se desarrolló el análisis del Capítulo V.

Sin embargo es posible definir un colector empleando los datos del usuario, funcionalidad que se ha utilizado para incluir los parámetros del colector empleado en esta tesis.

En la siguiente figura se muestran los datos introducidos en el sistema.

The screenshot displays a software interface for defining collector parameters. The interface is divided into several sections:

- Collector Library:** A table listing collector types with their respective parameters.

Name	Reflective ...	Aperture w...	Length of ...	Number of...	Average su...
EuroTrough ET150	817.5	5.75	150	12	2.11
Luz LS-2	235	5	49	6	1.8
Luz LS-3	545	5.75	100	12	2.11
Solargenic SGX-1	470.3	5	100	12	1.8
- Collector Type 1:** A section for defining the collector type, currently set to 'EuroTrough ET150'. It includes an 'Apply Values from Library' button.
- Collector Geometry:** A section for defining the geometry of the collector, with the following parameters:

Reflective aperture area	1263 m ²	Number of modules per assembly	10
Aperture width, total structure	6.776 m	Average surface-to-focus path length	2.11 m
Length of collector assembly	191 m	Piping distance between assemblies	1 m
- Optical Parameters:** A section for defining the optical parameters of the collector, with the following parameters:

Incidence angle modifier coef. F0	1	Geometry effects	0.98
Incidence angle modifier coef. F1	0.0506	Mirror reflectance	0.935
Incidence angle modifier coef. F2	-0.1763	Dirt on mirror	0.95
Tracking error	0.99	General optical error	0.99
- Optical Calculations:** A section for defining the optical calculations of the collector, with the following parameters:

Length of single module	19.1 m	End loss at summer solstice	0.999474
IAM at summer solstice	0.985482	Optical efficiency at design	0.853162

Figura 79 Datos del colector

5.7.4 Tubos captadores

Al igual que en el caso anterior, también se modificó la librería del sistema para introducir los principales parámetros del tubo captador asociado a los colectores HelioTrough.

The screenshot shows the SAM software interface for configuring a receiver. The main window displays a table of receiver types and a configuration panel for 'Receiver Type 1'.

Name	Absorber t...	Absorber t...	Glass envel...	Glass envel...	Absorber fl...
Schott PTR70	0.066	0.07	0.115	0.12	0
Schott PTR70 2008	0.066	0.07	0.115	0.12	0
Solel UVAC 3	0.066	0.07	0.115	0.121	0
Siemens IIVAC 2010	0.066	0.07	0.109	0.115	0

Receiver types in loop configuration: Cold - 1 - 1 - 1 - 1 - 1 - Hot

Receiver Type 1

Receiver name from library: Schott PTR70 2008

Receiver Geometry

Absorber tube inner diameter	0.0849 m	Absorber flow plug diameter	0 m
Absorber tube outer diameter	0.0889 m	Internal surface roughness	4.5e-005
Glass envelope inner diameter	0.115 m	Absorber flow pattern	Tube flow
Glass envelope outer diameter	0.12 m	Absorber material type	304L

Parameters and Variations

	Variation 1	Variation 2	Variation 3	Variation 4*
Variant weighting fraction*	0.985	0.01	0.005	0
Absorber Parameters:				
Absorber absorptance	0.96	0.96	0.8	0
Absorber emittance	0.65	0.65	0.65	0
Envelope Parameters:				
Envelope absorptance	0.02	0.02	0	0
Envelope emittance	0.86	0.86	1	0
Envelope transmittance	0.963	0.963	1	0
	<input type="checkbox"/> Broken Glass	<input type="checkbox"/> Broken Glass	<input checked="" type="checkbox"/> Broken Glass	<input type="checkbox"/> Broken Glass

Figura 80 Datos del tubo captador

5.7.5 Ciclo de Potencia

El trabajo de tesis permitió determinar que el diseño óptimo del campo solar desarrollado en el Capítulo V equivale a una central termosolar de 6,311 kWe o 6.3 MW eléctricos (Modo_6). Este valor ha sido considerado en SAM como potencia neta de la central con una relación entre potencia neta y bruta del 90%.

Los valores correspondientes al punto de diseño del ciclo de potencia son el resultado del análisis desarrollado en el Capítulo V.

Design gross output 7.013 MWe
Estimated gross to net conversion factor 0.9
Estimated net output at design (nameplate) 6 MWe
 Parasitic losses typically reduce net output to approximately 90 % of design gross power

Availability and Curtailment
 Curtailment and availability factors are annual or hourly factors that modify system output to represent system outages or other events. **Edit losses...** Annual loss: 4.0 %
 Hourly losses: None
 Custom periods: None

Power Block Design Point

Rated cycle conversion efficiency 0.3594
 Design inlet temperature 400 °C
 Design outlet temperature 210 °C
 Boiler operating pressure 41.37 bar
 Steam cycle blowdown fraction 0.02
 Fossil backup boiler LHV efficiency 0.9
 Aux heater outlet set temp 0 °C
 Fossil dispatch mode Minimum backup level

Plant Control

Low resource standby period 2 hrs
 Fraction of thermal power needed for standby 0.2
 Power block startup time 0.5 hr
 Fraction of thermal power needed for startup 0.2
 Minimum required startup temp 200 °C
 Max turbine over design operation 1.05
 Min turbine operation 0.25
 Turbine inlet pressure control Fixed pressure

Figura 81 Datos del ciclo de potencia

En la tesis no se han considerado sistemas de almacenamiento de calor, restricción que se informa al programa en la pantalla correspondiente (Figura 82).

Storage System

Full load hours of TES 0 hr
 Storage volume 0 m³
 TES Thermal capacity 0 MWh
 Parallel tank pairs 1
 Tank height 20 m
 Tank fluid min height 1 m
 Tank diameter 0 m
 Min fluid volume 0 m³
 Tank loss coeff 0.4 W/m²-K
 Estimated heat loss 0 MWh
 Cold tank heater set point 250 °C
 Hot tank heater set point 365 °C

Tank heater capacity 0 MWh
 Tank heater efficiency 0.98
 Hot side HX approach temp 5 °C
 Cold side HX approach temp 7 °C
 Heat exchanger derate 0.936842
 Initial TES fluid temp 300 °C
 Storage HTF fluid Hitec Solar Salt
 User-defined HTF fluid Edit...
 Storage HTF min operating temp 238 °C
 Storage HTF max operating temp 593 °C
 Fluid Temperature 305 °C
 TES fluid density 1896.02 kg/m³
 TES specific heat 1.49546 kJ/kg-K

Figura 82 Información sobre sistemas de almacenamiento

5.7.6 Resultados de la ejecución del aplicativo

En función de los datos de entrada señalados se ejecuta la simulación y, entre otros, se obtienen los siguientes resultados en el campo de la producción energética, que es el tema central a evaluar en este trabajo.

The screenshot shows the SAM software interface with the 'Data' tab selected. The table displays monthly energy production results for a solar field configuration. The columns are: Electrical source - Power cycle gross output (MWhe), Thermal energy to the power block (MWht), and Total absorbed energy (MWht). The rows represent months from January to December.

	Electrical source - Power cycle gross output (MWhe)	Thermal energy to the power block (MWht)	Total absorbed energy (MWht)
Jan	536.399	1679.25	2213.53
Feb	522.698	1602.3	2072.76
Mar	846.015	2607.72	3216.15
Apr	877.582	2698.54	3373.56
May	772.139	2387.27	2869.63
Jun	725.693	2233.69	2670.43
Jul	744.782	2299.29	2771.77
Aug	824.055	2543.21	3244.07
Sep	652.511	2040.97	2555.93
Oct	527.215	1638.26	2139.44
Nov	711.284	2163.62	2660.38
Dec	793.859	2471.38	3166.93

Figura 83 Resultados de la ejecución de SAM

Tabla 46

Resultados energéticos de la simulación con SAM

SAM	Electrical source - Power cycle gross output (MWhe)	Thermal energy to the power block (MWht)	Total absorbed energy (MWht)
Jan	536	1,679	2,214
Feb	523	1,602	2,073
Mar	846	2,608	3,216
Apr	878	2,699	3,374
May	772	2,387	2,870
Jun	726	2,234	2,670
Jul	745	2,299	2,772
Aug	824	2,543	3,244
Sep	653	2,041	2,556
Oct	527	1,638	2,139
Nov	711	2,164	2,660
Dec	794	2,471	3,167
Total	8,534	26,366	32,955

SAM ofrece la posibilidad de exportar los resultados a Excel, haciendo uso de esta facilidad se muestran los resultados requeridos en la Tabla 46 anterior.

A continuación se procede a analizar los resultados de la simulación con SAM con aquellos obtenidos con el modelo aplicado en esta tesis.

5.7.6.1 Energía absorbida por el campo solar

En la siguiente tabla se muestra un análisis comparativo de este parámetro considerando los valores obtenidos a través del programa y aquellos que resultan del desarrollo de la tesis.

Tabla 47
Análisis de la energía producida por el campo solar

SAM	Total absorbed energy (MWht)	Tesis: Energía Absorbida por campo solar (MWt)	% Diferencia
Ene	2,213.5	2,425.5	8.7%
Feb	2,072.8	2,151.2	3.6%
Mar	3,216.2	3,528.6	8.9%
Abr	3,373.6	4,013.0	15.9%
May	2,869.6	3,544.4	19.0%
Jun	2,670.4	3,403.6	21.5%
Jul	2,771.8	3,329.0	16.7%
Ago	3,244.1	3,886.8	16.5%
Sep	2,555.9	2,784.6	8.2%
Oct	2,139.4	2,282.4	6.3%
Nov	2,660.4	3,135.4	15.1%
Dic	3,166.9	3,956.4	20.0%
Total	32,954.6	38,440.9	14.3%

Se observan diferencias del orden del 14.3% anual siendo la máxima del 20% y la mínima del 3.6%. A continuación se muestran de manera gráfica los dos conjuntos de datos.

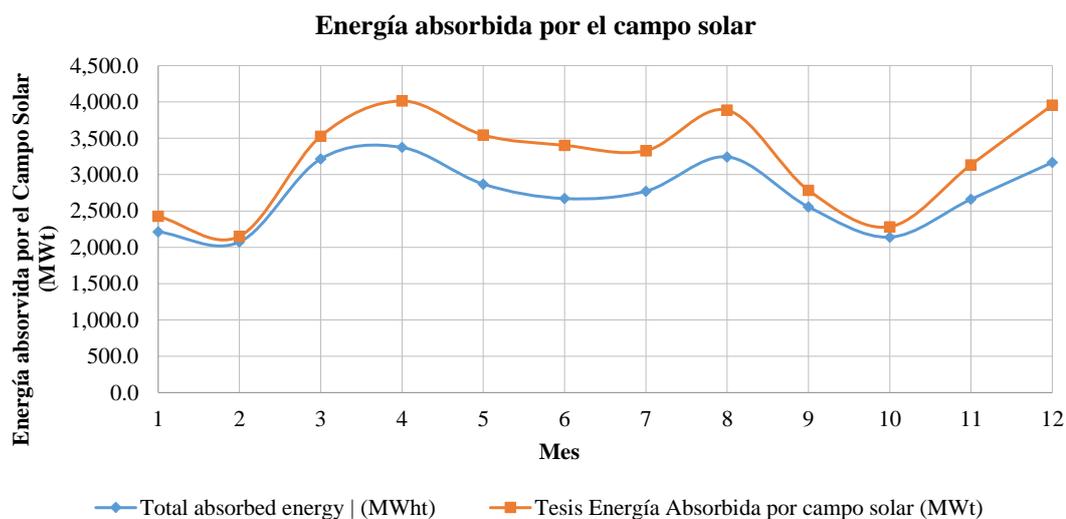


Figura 84 Registro de energía absorbida por el campo solar

5.7.6.2 Energía térmica transferida al ciclo de potencia

En la siguiente tabla se muestra un análisis comparativo de este parámetro considerando los valores obtenidos a través del programa y aquellos que resultan del desarrollo de la tesis.

Tabla 48

Análisis de la energía producida por el campo solar

SAM	Thermal energy to the power block (MWht)	Tesis: E. térmica al ciclo de potencia (MWt)	% Diferencia
Ene	1,679.3	1,455.3	-15.4%
Feb	1,602.3	1,290.7	-24.1%
Mar	2,607.7	2,117.1	-23.2%
Abr	2,698.5	2,407.8	-12.1%
May	2,387.3	2,126.6	-12.3%
Jun	2,233.7	2,042.2	-9.4%
Jul	2,299.3	1,997.4	-15.1%
Ago	2,543.2	2,332.1	-9.1%
Sep	2,041.0	1,670.7	-22.2%
Oct	1,638.3	1,369.5	-19.6%
Nov	2,163.6	1,881.2	-15.0%
Dic	2,471.4	2,373.9	-4.1%
Tot	26,365.5	23,064.5	-14.3%

Se observan diferencias del orden del -14.3% anual siendo la máxima de -24.1% y la mínima del -4.1%. A continuación se muestran de manera gráfica los dos conjuntos de datos.

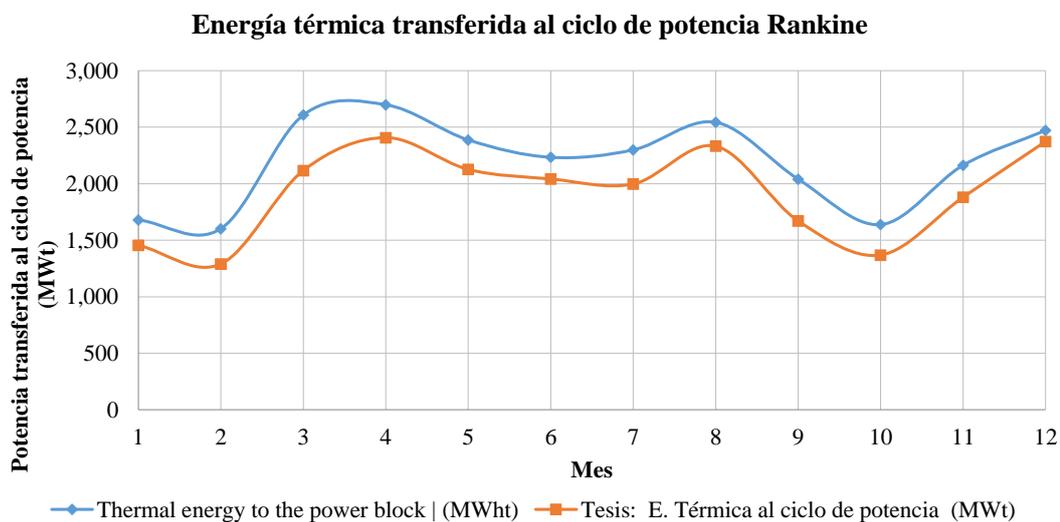


Figura 85 Registro de energía térmica transferida al ciclo de potencia

5.7.6.3 Energía eléctrica neta producida

En la siguiente tabla se muestra un análisis comparativo de este parámetro considerando los valores obtenidos a través del programa y aquellos que resultan del desarrollo de la tesis.

Para obtener la energía eléctrica neta producida por la central termosolar simulada por SAM se considera la relación del 90% entre la energía eléctrica neta y bruta descrita en el numeral 5.7.5, obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 49
Análisis de la energía eléctrica producida

SAM	Electrical source - Power cycle gross output (MWhe)	Electrical source - Power cycle NET output (MWhe)	Tesis (MWe)	% Diferencia
Ene	536.4	482.8	480.2	0.5%
Feb	522.7	470.4	425.9	9.5%
Mar	846.0	761.4	698.7	8.2%
Abr	877.6	789.8	794.6	-0.6%
May	772.1	694.9	701.8	-1.0%
Jun	725.7	653.1	673.9	-3.2%
Jul	744.8	670.3	659.2	1.7%
Ago	824.1	741.6	769.6	-3.8%
Sep	652.5	587.3	551.3	6.1%
Oct	527.2	474.5	451.9	4.8%
Nov	711.3	640.2	620.8	3.0%
Dic	793.9	714.5	783.4	-9.6%
Tot	8,534	7,681	7,611.4	0.9%

Se observan diferencias del orden del 0.9% anual siendo la máxima de 9.5% y la mínima del -9.6%. A continuación se muestran de manera gráfica los dos conjuntos de datos.

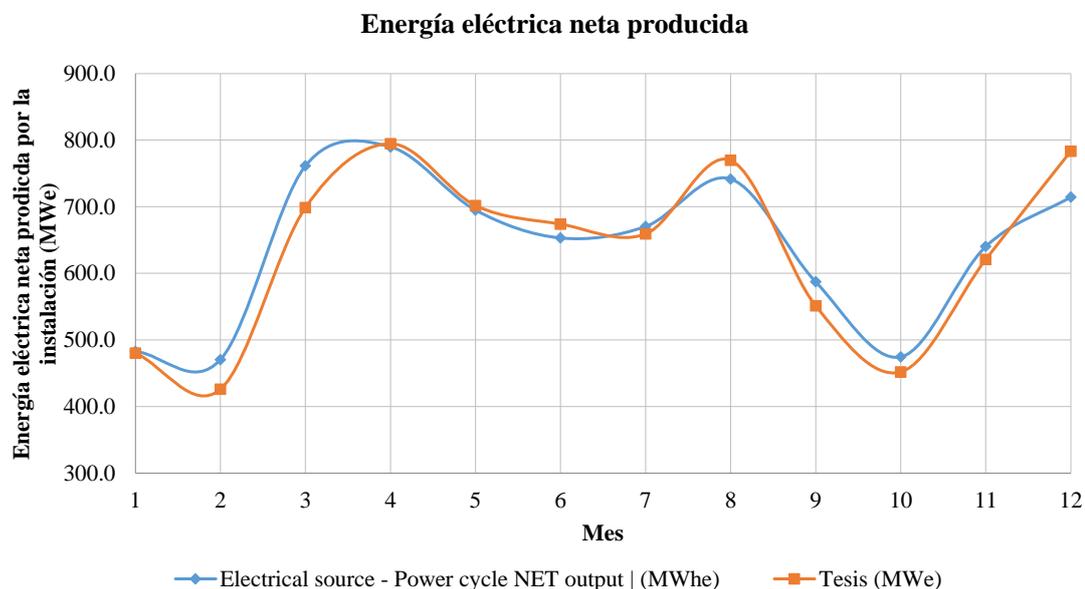


Figura 86 Registro de energía eléctrica producida

Los resultados permiten concluir un adecuado enfoque técnico del problema planteado en esta tesis.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones Finales

- El trabajo desarrollo en la tesis ha permitido alcanzar los objetivos planteados en su formulación. Como parte del análisis de la viabilidad técnica y económica de hibridación de centrales que operan con biomasa con instalaciones cilindro parabólicas se han empleado herramientas y metodologías para el análisis termodinámico del ciclo Rankine, el análisis del recurso solar, el diseño de las instalaciones cilindro parabólicas, los balances de energía, la operación de generadores eléctricos, la planificación del sistema eléctrico de potencia, la reducción de emisiones y el análisis financiero en base del valor presente neto y la tasa interna de retorno.
- Con el cambio de la matriz productiva y la migración hacia la hidroelectricidad como fuente principal del abastecimiento eléctrico en Ecuador algunas plantas térmicas saldrán de operación o disminuirán su producción de manera importante. Aun así, el aporte de centrales térmicas siempre será necesario para atender los requerimientos de calidad y confiabilidad del sistema eléctrico de potencia. En este escenario los mecanismos de hibridación de las centrales termoeléctricas existentes por medio de energías renovables permitirían dotar a estas centrales de cierta flexibilidad tal que resulten complementarias al recurso hídrico y puedan abastecer al sistema en condiciones de poco aporte hídrico empleando un importante componente de energías renovables a costos operativos muy bajos.
- Una limitante tecnológica para la implementación de hibridación de centrales existentes mediante energías renovables consiste en la disponibilidad de terreno aledaño a las plantas a hibridar, restricción que se supera cuando se trata de ingenios azucareros como los estudiados en esta tesis. Sin embargo, al momento

de analizar la hibridación de otro tipo de centrales esta limitación podría resultar bloqueante, sobre todo en aquellos emplazamientos cercanos a ciudades o centros industriales.

- Como un resultado aplicable a las centrales de generación con biomasa estudiadas se encuentra que la mejor opción desde el punto de vista técnico y económico constituye la hibridación mixta del ciclo Rankin con el campo solar cilindro parabólico, esto es que el diseño debe contemplar la introducción de energía solar tanto en el lado de la turbina como al ingreso a la caldera.

6.2 Recomendaciones Finales

- Una limitante para el análisis de los estudios que tienen relación con el empleo de recursos energéticos renovables en Ecuador radica en la poca información de medición del recurso, en este caso solar; siendo necesario el desarrollo de un proyecto a nivel nacional con el fin de obtener una base de datos apropiada que permita a los analistas e investigadores el desarrollar estudios sustentados en información confiable.
- Un importante porcentaje de la generación termoeléctrica del Ecuador se encuentra ubicada en la región costa, donde las condiciones son propicias para el aprovechamiento del recurso eólico, sobre todo en aquellas centrales que se encuentran cerca del mar. Trabajos posteriores podrían enfocarse en la hibridación de estas centrales con instalaciones eólicas, recurso que permitiría reducir costos operativos, sobre todo de aquellos generadores que por condiciones de seguridad y calidad deberán permanecer en línea aún en condiciones de máxima hidrología.
- Considerando el amplio desarrollo de las tecnologías de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovable y los mecanismos de hibridación, es recomendable la creación de marcos regulatorios que permitan la incorporación a los sistemas eléctricos de potencia de centrales de generación eléctrica híbridas,

que puedan aprovechar de manera simultánea o complementaria varias fuentes de energía, lo cual traería beneficios tanto de orden técnico, económico y medioambiental, debido a la reducción de gases de efecto invernadero.

- Trabajos de investigación posterior podrían enfocarse en el análisis de la hibridación de las centrales de biomasa con sistemas de almacenamiento térmico o empleando instalaciones termosolares con receptor central de torre. También constituiría un elemento de análisis la integración directa de vapor al ciclo Rankine proveniente de una instalación termosolar que emplee agua en lugar de aceite o sales fundidas.

BIBLIOGRAFÍA

- Armijos, L., Valverde, M., & Saavedra, J. (2013). Estudios De Coordinación De Las Protecciones Por Métodos Computarizados Aplicados a La Central Termoeléctrica Jaramijó, 136.
- Barea, J. M. (2011). *Análisis energético comparativo de centrales termosolares con y sin hibridación solar-biomasa*. Universidad de Sevilla. Retrieved from http://encore.fama.us.es/iii/encore/record/C__Rb2440619__SJosé María Barea__Ff:facetfields:author:author:Autor::__Orightresult__X2__T?lang=spi&site=cobalt
- Behar, O., Khellaf, A., & Mohammedi, K. (2013). A review of studies on central receiver solar thermal power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 23, 12–39. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.017>
- Carta, J. (2009). *Centrales de energías renovables*. (P. Educación, Ed.). Madrid: PEARSON EDUCACIÓN S.A.
- Cerrato Morilla, D. (2012). *Integración de una Caldera Solar en un Ciclo Combinado (ISCC)*. Universidad Carlos III de Madrid.
- Cheng, Z. D., He, Y. L., Cui, F. Q., Xu, R. J., & Tao, Y. B. (2012). Numerical simulation of a parabolic trough solar collector with nonuniform solar flux conditions by coupling FVM and MCRT method. *Solar Energy*, 86(6), 1770–1784. <http://doi.org/10.1016/j.solener.2012.02.039>
- Clifford, K. H. (2008). *Software and Codes for Analysis of Concentrating Solar Power Technologies*. Retrieved from <http://www.ntis.gov/help/ordermethods.asp?loc=7-4-0#online>
- CONELEC. (2013). *Plan Maestro de Electrificación 2013 – 2022. Capítulo III. Journal of Chemical Information and Modeling* (Vol. 53).
- Crespo Mencía, D. (2010). *Diseño de una Central Solar Termoeléctrica de 50 MW con 4 Horas de Almacenamiento con Tecnología de Canales Parabólicos. Enterprise.Uc3M.Es*. Universidad Carlos III de Madrid. Retrieved from http://enterprise.uc3m.es/redmine/files/101115153006_CV_MDdelamata.pdf
- Cueva, Á., Molina, L., & Matute, J. (2009). *Análisis técnico y económico del cambio de turbinas de vapor por motores eléctricos en tándem de molinos del ingenio La Troncal*. ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.
- Dallmer-Zerbe, K., Bucher, M. a., Ulbig, A., & Andersson, G. (2013). Assessment of capacity factor and dispatch flexibility of concentrated solar power units. *2013 IEEE Grenoble Conference PowerTech, POWERTECH 2013*. <http://doi.org/10.1109/PTC.2013.6652252>
- Desai, N. B., Kedare, S. B., & Bandyopadhyay, S. (2014). ScienceDirect Optimization of design radiation for concentrating solar thermal power plants without storage. *Solar Energy*, 107, 98–112. <http://doi.org/10.1016/j.solener.2014.05.046>
- Durán, J. M. (2014). *Estudio de idoneidad sobre la utilización de elementos insertados en captadores solares cilindro parabólicos para mejorar la*

- eficiencia*. Universidad Politécnica de Cartagena.
- Europe, N., & Etp, I. E. a. (2007). Biomass for Power Generation and CHP. *High Temperature*, 1–4. Retrieved from www.iea.org
- Forristall, R. (2003). Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver, (October), 164. <http://doi.org/NREL/TP-550-34169>
- Ghoniem, A. F. (2011). Needs, resources and climate change: Clean and efficient conversion technologies. *Progress in Energy and Combustion Science*, 37(1), 15–51. <http://doi.org/10.1016/j.pecs.2010.02.006>
- Iea. (2010). *Projected Costs of Generating Electricity*. Atomic Energy (Vol. 118 Suppl). <http://doi.org/10.1787/9789264084315-en>
- International Energy Agency. (2007). Bioenergy Project Development & Biomass Supply, 66.
- IRENA. (2015). RENEWABLE POWER GENERATION COSTS IN 2014, (January). Retrieved from https://www.google.com.ec/?gfe_rd=cr&ei=_bfwVuG-EYKZ-gWQ8pq4BQ&gws_rd=ssl#q=Renewable+Power+Generation+Costs+in+2015
- Kötter, J., Decker, S., Detzler, R., Schäfer, J., Schmitz, M., & Herrmann, U. (2012). Cost Reduction of Solar Fields with Heliotrough Collector. *SolarPACES 2012*.
- Ortega, A. (2000). *Energías Renovables*. Madrid: Editorial Paraninfo.
- Patel, M. (2006). *Wind and Solar power Systems Design, Analysis and Operation*. (C. Press, Ed.) (First Edit). Boca Raton, Fl.: Taylor and Francis Group.
- Plants, U. S. F. P., Turchi, C., Langle, N., Bedilion, R., Libby, C., Turchi, C., ... Libby, C. (2011). Solar-Augment Potential of U . S . Fossil-Fired Power Plants, (February).
- Popov, D. (2014). Innovative solar augmentation of gas turbine combined cycle plants. *Applied Thermal Engineering*, 64(1-2), 40–50. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.12.002>
- Py, X., Azoumah, Y., & Olives, R. (2013). Concentrated solar power: Current technologies, major innovative issues and applicability to West African countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18, 306–315. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2012.10.030>
- Ravi Kumar, K., & Reddy, K. S. (2009). Thermal analysis of solar parabolic trough with porous disc receiver. *Applied Energy*, 86(9), 1804–1812. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.11.007>
- SERCONEL. (2008). *Actualización de estudios de interconexión de la Central San Carlos a la Subestación Milagro*.
- SOLUTIA. (n.d.). THERMINOL® VP-1. <http://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>, 1–5. Retrieved from <http://www.therminol.com/products/Therminol-VP1>
- Tavares, J., Oliveira, C., Silva, H., & Al, E. (2008). *Sistemas Híbridos*. Brasília.
- Turchi, C. S., & Ma, Z. (2014). Co-located gas turbine/solar thermal hybrid designs

- for power production. *Renewable Energy*, 64, 172–179.
<http://doi.org/10.1016/j.renene.2013.11.005>
- Turchi, C. S., Ma, Z., & Erbes, M. (2011). Gas Turbine / Solar Parabolic Trough Hybrid Designs Preprint. *Asme*, (March), 1–8. <http://doi.org/10.1115/GT2011-45184>
- UNFCC. (2006a). *CLEAN DEVELOPMENT MECHANISM PROJECT DESIGN DOCUMENT FORM (CDM-PDD) Ecoelectric-Valdez bagasse cogeneration plant*. Retrieved from <http://cdm.unfccc.int/Projects/Validation/index.html>
- UNFCC. (2006b). *CLEAN DEVELOPMENT MECHANISM PROJECT DESIGN DOCUMENT FORM (CDM-PDD) San Carlos Bagasse Cogeneration Project (SCBCP). Version 2. Date of the document: 09/12/2005*. Retrieved from <http://cdm.unfccc.int/Projects/Validation/index.html>
- US_Energy_Information. (2013). Updated Capital Cost Estimates for Utility Scale Electricity Generating Plants. *US Department of Energy*, (April), 1–201. Retrieved from http://www.eia.gov/forecasts/capitalcost/pdf/updated_capcost.pdf
- Wagner, M. J., & Gilman, P. (2011). Technical manual for the SAM physical trough model. *Contract*, 303(June), 275–3000. Retrieved from <http://www.nrel.gov/docs/fy11osti/51825.pdf>
- Ying, Y., & Hu, E. J. (1999). Thermodynamic advantages of using solar energy in the regenerative Rankine power plant. *Applied Thermal Engineering*, 19(11), 1173–1180. [http://doi.org/10.1016/S1359-4311\(98\)00114-8](http://doi.org/10.1016/S1359-4311(98)00114-8)