

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



**Análisis de operación de ciclo de vapor en planta de
Concentración Solar de Potencia tipo torre en
condiciones Fuera de Diseño**

Nicolás Ignacio Machuca Lazo

**Memoria de Titulación para optar al Título de
Ingeniero Civil Mecánico**

Profesor guía: PhD. Rodrigo Barraza V.

Profesor correferente: Dr. Ing. Jesús García G.

Julio 2021

Resumen

Debido a la creciente inestabilidad climática mundial producto del aumento de emisiones de gases de efecto invernadero generados por el uso de fuentes energéticas y la actividad antropógena es que varios países del mundo han comenzado a realizar acuerdos y marcar objetivos para reducir sus emisiones. Esto ha incentivado el desarrollo de tecnologías que utilizan fuentes energéticas renovables como solar, eólica e hidráulica. La tecnología fotovoltaica tiene uno de los mayores crecimientos de instalación y generación en la actualidad dentro de las tecnologías con fuentes renovables, sin embargo, poseen factores de planta entre los 20-30% y alternativas de almacenamiento de energía costosas. Una de las alternativas en tecnología renovables que permite producir energía con factores de planta más altos es la concentración solar de potencia (CSP) debido a la posibilidad de integrar un sistema de almacenamiento térmico relativamente económico, permitiéndole generar electricidad en la noche.

En este estudio se modela y analiza el bloque de potencia de una planta de Concentración Solar de tipo torre en condiciones fuera de diseño. A pesar de que el bloque de potencia es altamente conocido en centrales termoeléctricas, existen pocos modelos que detallen su comportamiento en condiciones fuera de diseño, debido a que no han sido diseñados para operar en condiciones variables y en ambientes desérticos. Por esta razón se analiza el rendimiento del bloque de potencia en condiciones de carga parcial producto de la variación del recurso solar y la variación de la temperatura ambiental. Para esto se utiliza las herramientas EBSILON y SAM para diseñar el bloque de potencia y la planta CSP con torre respectivamente.

Se determinó que la eficiencia del bloque de potencia de una planta CSP con torre se ve afectada por los periodos de carga parcial de operación del ciclo reduciendo su eficiencia hasta en un 5% para cargas de potencia de 30% respecto a la carga nominal. Por otra parte, la temperatura ambiental de diseño del ciclo térmico influye directamente en el tamaño del condensador y en la eficiencia del ciclo tanto en su condición de diseño como en su condición fuera de diseño, marcando una diferencia de 2% entre un ciclo configurado para una temperatura ambiental de 30°C, respecto a uno de 20°C en el caso de diseño. Además, se comprobó que la caída de eficiencia producto del aumento de temperatura en un día de operación afecta en mayor medida al ciclo térmico diseñado con 20 °C en comparación con el ciclo diseñado con 30°C lo que influye directamente en el rendimiento anual del ciclo. Esto permite generar alrededor de un 2,3% más energía anual representando 2,7 Millones de dólares anuales con un acuerdo de compra de electricidad (PPA) de 100 USD/MWh.

Finalmente se considera que el paso de tiempo del típico año meteorológico (TMY) utilizado para el cálculo del rendimiento influyen de manera significativa en los periodos en que el ciclo térmico experimenta algún cambio abrupto en su carga o en la temperatura ambiental, recomendando utilizar un paso de tiempo de 10 minutos. Este parámetro junto con la consideración de efectos transientes de los flujos másicos y flujos de calor presentan una buena alternativa para producir rendimientos diarios y anuales más preciso.

Abstract

Due to the present problems on global ecosystems produced by the greenhouse gas emission generated by burning fossil fuel is that many countries around the world are starting to make agreement and established objectives to reduce these emissions. These have permitted to take measures that have allowed the development of renewable energy technologies such as solar, wind and hydropower. The photovoltaic technology is the one with the highest number of installed plants and generation of electricity nowadays within the renewable technologies, however it has plant capacity factor around 20-30% and the alternatives to store energy very costly currently. An alternative within renewable energy technologies with better capacity factor is Concentrated Solar Power (CSP) due to the possibility of integrated an energy store system with relative lower prices, allowing this technology to dispatch energy during night hours.

In this study a Power Block of a CSP plant with tower is modeled and analyzed in its off-design conditions. The power Block is a mature technology in thermoelectric plants, but there are few models that consider off-design conditions because these systems are no design to work in variable conditions such as the conditions CSP plant usually have by location and power load. Because of this, performance of the power block in partial load conditions due to variations in solar source and variations in ambient temperature are analyzed in this study. The software EBSILON and SAM are used to design and configure the power block and the CSP plant with tower, respectively.

As results, the efficiency of the power block of CSP plant with tower is affected by partial load operation periods, decreasing 5% at 30% of nominal load. Besides, design ambient temperature of thermal cycle affected directly on the size and performance of the air-cooled condenser selected, producing a difference of 2% between thermal cycle designed with 30°C and a one with 20°C in design conditions. Regarding off-design conditions, the condenser with higher design ambient temperature is less affected due to the variations in ambient temperature throughout the day in comparison with a lower design ambient temperature. This difference in performance allows to generate 2,3% more annual energy and an increase in annual income of 2,7 MUSD/year with a PPA of 100 USD/MWh.

Finally, the time lapse of the Typically meteorological year (TMY) used to calculate the annual performance affected significantly in the periods of load changes or big ambient temperatures changes, a good recommendation is use 10 minutes as time lapse to simulate annual performance. This parameter and a consideration of transient effects in mass flow and heat flows of thermal cycles present alternatives to improve daily and annual calculations of Power block and CSP plant with tower.

Agradecimientos

A mi familia, mi mamá Emma, mi papá Juan Mauricio y mi hermano Tomas, que han compartido conmigo los buenos y grandes momentos como los momentos difíciles que ha dejado el desarrollo de mi etapa académica. A ellos les agradezco haber podido llegar hasta estas instancias. A mis compañeros Gonzalo, José Urbano, Alonso y los demás que conocí a lo largo de estos siete años, que en más de una oportunidad me sacaron de algún problema y me ayudaron a despejar esas dudas críticas al momento de desarrollar alguna solución y por sobre todo por estar presentes en las tardes de estudio y de los tiempos necesarios de relación y luego de algún certamen o presentación difícil. A mis amigos, Diego, Jonathan, Bastián, Esteban, Fabiola que me ayudaron y motivaron a seguir aprendiendo.

Agradezco las grandes e inolvidables oportunidades que me ha dado la Universidad y la carrera en cuanto a mi desarrollo como profesional y como persona. Destaco los convenios y acuerdos que la universidad tiene con varias universidades en el extranjero, los cuales me permitieron conocer otras culturas, otras formas de estudiar, aprender, enseñar y desenvolverme. Experiencia que permitió desarrollarme como una persona y un profesional más íntegro.

Agradezco los espacios destinados para la actividad física en la universidad, ya que creo son fundamentales para un buen desarrollo académico y personal, además de fomentar una vida saludable a la comunidad. Agradezco los cursos relacionados con las humanidades y con las habilidades de comunicación, ya que todo el conocimiento técnico adquirido a lo largo de la carrera debe poder ser transmitido de una forma clara y concisa con el fin de cumplir con los objetivos de generar un buen desarrollo y transversal en la sociedad. Agradezco los espacios que punto de encuentro y los horarios de salud mental y terapia que me permitieron canalizar mis emociones negativas y apoyar en los momentos en que más vulnerables me sentía y así poder mantenerme motivado en los objetivos académicos, deportivos y personales.

Glosario y simbología

Acrónimos	
CSP	Concentración solar de potencia
TES	Almacenador de energía térmica
GEI	Gases de efecto invernadero
CEN	Coordinador eléctrico nacional
ERNC	Energías renovables no convencionales
SEN	Sistema eléctrico Nacional
CDEC	Centro de despacho económico de descarga
RCA	Resolución de calificación Ambiental
PELP	Planificación energética largo plazo
MMA	Ministerio del medio ambiente
CAPEX	Gasto en capital
OPEX	Gasto en operación
FWT	Tanques de alimentación de agua
NREL	National Renewable Energy Laboratory
SAM	System Advisor Model
SSC	SAM simulation code
EES	Engineering equation Solver
EBS	EBSILON Software
NTU	Unidades de transferencia de calor
UA	Conductancia térmica
Sub-índice	
Planta Solar	
e	electricidad
mec	mecánico
gen	generador
th	térmico
CT	Ciclo térmico
rec	recibidor
CH	Campo de heliostatos
H	heliostatos
cel	celdas
BP	Bloque de potencia
per	pérdida
rad	radiación
conv	convección
refl	reflejado
Bloque de potencia	
sat	saturado
cw	agua de enfriamiento
t	turbina
b	bomba
fan	ventilador
s	isentrópico

	v	vapor
	cond	condensador
	atm	atmosférico
	bs	bulbo seco
	ref	referencia
	esp	especifico
	in	entrada
	out	salida
	htf	Fluido de transferencia de calor
	ph	precalentador
	eva	evaporador
	sh	Super-calentador
	rh	recalentador
	ac	Corriente alterna
	dc	Corriente continua
	esp	electricidad
	red	reducido
	r	razón
	c	carga
Unidades		
	m	metros
	°C	Grados Celsius
	K	kelvin
	hrs	horas
	min	minutos
	kg	kilo gramos
	kJ	kilo Joules
	Pa	Pascales
	kW	kilo watts
	Mwe	Potencia eléctrica
	MWt	Potencia térmica
	MWh	Mega watts hora

Contenido

Resumen.....	i
Abstract	ii
Agradecimientos.....	iii
Glosario y simbología.....	iv
Contenido.....	vi
Indicé de figuras.....	ix
Indicé de Tablas	xiii
1. Introducción.....	14
1.1. Contexto.....	14
1.2. Objetivos	23
1.2.1. Objetivo General.....	23
1.2.2. Objetivos específicos.....	23
2. Estado del Arte.....	24
2.1. Diseño de planta CSP más TES en software SAM	24
2.1.1. Planta CSP de Torre.....	25
2.1.2. Bloque de Potencia	33
2.1.3. Rendimiento de planta CSP anual.....	41
2.2. Modelos de Ciclo Rankine en condición fuera de diseño en la literatura	42
2.3. Simulador de Bloque de potencia en EBSILON	46
3. Metodología.....	48
3.1. Diseño de bloque de potencia en EBSILON.....	50
3.1.1. Turbina y Generador	54
3.1.2. Condensador de tipo seco	56
3.1.3. Bomba y Motor.....	59
3.1.4. Intercambiadores de calor	60
3.1.5. Evaporador	63
3.1.6. Ciclo térmico en condición de diseño	64
3.1.7. Ciclo Térmico en condiciones fuera de diseño.....	67
3.2. Diseño de planta CSP y su bloque de potencia en SAM	70
3.2.1. Planta CSP de torre en SAM	71

3.2.2.	Bloque de potencia en SAM.....	72
3.3.	Interpolación	73
3.4.	Integración rendimiento en SAM a tabla de series de tiempo de EBSILON.....	74
3.5.	Categorización y visualización de rendimiento anual.....	75
4.	Resultados y Análisis	78
4.1.	Rendimiento del modelo EBSILON.	78
4.1.1.	Diseño	78
4.1.2.	Fuera de Diseño	80
4.2.	Resultados rendimiento Planta CSP	85
4.3.	Resultados de parametrizaciones de planta CSP en SAM.....	86
4.3.1.	Análisis de diferentes pasos de tiempo	86
4.3.2.	Análisis de diferentes temperaturas ambiente de diseño.....	87
4.4.	Resultados rendimiento para un día de prueba.....	89
4.5.	Resultados rendimiento anual por factor de carga.....	92
5.	Conclusiones	94
5.1.	Futuros trabajos	96
6.	Referencias	97
7.	Anexo.....	100
7.1.	Modelo para componentes del ciclo térmico	100
7.1.1.	Turbina	100
7.1.2.	Bomba	102
7.1.3.	Supercalentador y recalentador	103
7.1.4.	Pre calentador o Economizador	106
7.1.5.	Condensador	107
7.1.6.	Evaporador	109
7.1.7.	Ciclo térmico total.....	112
7.2.	Regresión	112
7.3.	Componentes software EBSILON	115
7.4.	Tabla Rendimiento Ciclo térmico	118
7.5.	Configuración de planta CSP en SAM [34]	119
7.6.	Estimación Costos.....	124

7.7.	Interpolación en EES.....	125
7.8.	Ejemplo de “Transient separator” Comp137	126

Indicé de figuras

Figura 1 Emisiones de GEI totales por sector en Chile [1]	14
Figura 2 Generación eléctrica por tecnología ERNC en GWh [2].....	15
Figura 4 Trayectoria de retiro de centrales eléctricas a carbón con diferentes niveles de intensidad [4].....	16
Figura 5 Tipos de tecnologías de Concentración solar [5].	17
Figura 6 Radiación normal directa y potencia eléctrica generada en planta solar CSP de torre con TES durante un día de operación, (Elaboración propia).	17
Figura 7 Esquema representativo de una planta solar CSP de torre con Sistema de almacenamiento. (Fuente: NREL [8] Adaptado).....	18
Figura 8 Mapa de Recurso solar Irradiación directa normal (DNI) [7].....	19
Figura 9 Capacidad instalada y generación eléctrica proyectada para el escenario B [4].	21
Figura 10 Capacidad instalada y generación eléctrica proyectada para el escenario B [4].	21
Figura 11 Clasificación de planta, sistema y subsistemas que componen el diseño de una planta CSP, (Elaboración propia).....	24
Figura 12 Diagrama de planta CSP de torre. (Fuente: SAM, NREL [8]).....	25
Figura 13 Representación de la distribución de las celdas de heliostatos en función del radio y el ángulo con respecto a la torre [9].....	26
Figura 14 Representación gráfica del efecto de sombra y el efecto de bloqueo presente en los heliostatos [9].	27
Figura 15 Representación gráfica de las pérdidas de energía desde que incide en el campo de heliostatos hasta que llega al receptor [9].	28
Figura 16 Relación entre energía del campo solar y superficie necesaria para producir potencia de diseño [10].....	28
Figura 17 Representación gráfica de dos tipos de campo de heliostatos [9].	29
Figura 18 Relación entre la capacidad de almacenamiento Total y la energía térmica almacenada necesaria para producir la potencia nominal [10].	31
Figura 18 Calendario para días de semana del Sistema de control a carga constante, (Fuente: SAM).	32
Figura 19 Calendario para días de semana del Sistema de control con cargas en función de la demanda, (Fuente SAM y [14]).	32
Figura 20 Configuración del Ciclo térmico utilizado por Wagner y basado en planta Solar II, [15].	34
Figura 21 Configuración de ciclo térmico utilizado por el software SAM para diseñar el bloque de potencia, (Elaboración propia)	40
Figura 22 Diagrama de flujo del cálculo realizado por el software SAM para determinar el rendimiento de la planta CSP, (Elaboración propia).....	41
Figura 23 Tasa de calor de entrada relativa en función de la carga parcial del ciclo térmico para diferentes consideraciones [20].	43
Figura 24 Comparación entre el modelo desarrollado en EES y el que utilizada SAM en función de la carga del ciclo térmico, para diferentes presiones de condensador utilizando el método de operación constante y variable [20].	44

Figura 25 Fracción de tiempo de operación anual en función del calor de entrada al ciclo para los modelos en EES y SAM con diferentes métodos de control de presión de evaporador [20]	45
Figura 26 Diagrama de flujo de la metodología propuesta para completar los objetivos del presente trabajo.	49
Figura 27 Interfaz del ciclo térmico en software EBSILON para el caso con método de control de presión variable en evaporador. (Elaboración propia)	52
Figura 28 Interfaz del ciclo térmico en software EBSILON para el caso con método de control de presión constante en evaporador (Elaboración propia).	53
Figura 29 Representación de turbina como componente en el software EBSILON.	54
Figura 30 Curva característica de eficiencia isentrópica de turbina en condiciones fuera de diseño, (Manual EBSILON).	55
Figura 31 Representación de generador como componente en el software EBSILON.	56
Figura 32 Representación de condensador de tipo seco como componente en el software EBSILON.	57
Figura 33 Representación de bomba como componente en el software EBSILON.	59
Figura 34 Curva característica de eficiencia isentrópica de bomba en condiciones fuera de diseño, (Manual EBSILON).	59
Figura 35 Representación de motor como componente en el software EBSILON.	60
Figura 36 Representación de intercambiador de calor (precalentador o economizador) como componente en el software EBSILON.	60
Figura 37 Temperaturas de los flujos a lo largo del intercambiador de calor de flujo cruzado [35]. 61	
Figura 38 Curvas característica de capacitancia de intercambiador de calor para ambos flujos. M1: vapor, M3: Sales fundidas. (Manual EBSILON).	62
Figura 39 Representación de intercambiador de calor (supercalentador o recalentador) como componente en el software EBSILON.	62
Figura 40 Representación de evaporador como componente en el software EBSILON.	63
Figura 41 Representación de controlador como componente lógico en el software EBSILON.	65
Figura 42 Interfaz para la definición de perfiles de cálculo del Ciclo térmico diseñado en EBSILON.	68
Figura 43 Representación del bypass diseñado para el ciclo térmico en EBSILON.	69
Figura 44 Componente que permite modelar el retraso del flujo másico de sales fundidas.	69
Figura 45 Distribución de Campo de heliostatos de planta CSP (Elaborado por medio de SAM)..	71
Figura 46 Herramienta en Excel con la asignación de variable para el diseño de tabla dinámica..	76
Figura 47 Diagrama T-s para el ciclo térmico con método de control de presión de evaporador variable.	79
Figura 48 Diagrama T-s para el ciclo térmico con método de control de presión de evaporador constante.	79
Figura 49 Gráfico de Eficiencia bruta y neta del ciclo en función de la carga del ciclo térmico para el método de control de Presión variable.	80
Figura 50 Gráfico de Eficiencia bruta y neta del ciclo en función de la temperatura ambiental de bulbo para el método de control de Presión variable.	81

Figura 51 Gráfico de eficiencia en función del factor de carga del ciclo para las tres presiones de condensación de diseño en el caso de control de presión variable. Eficiencia bruta a la derecha y eficiencia neta a la izquierda.	82
Figura 52 Gráfico de tasa de calor relativa de entrada en función del factor de carga para los dos métodos de presión de evaporador y para las tres presiones de condensador de diseño. Método de presión variable a la izquierda y método de presión constante a la derecha.	83
Figura 53 Gráfico de eficiencia del ciclo en función del factor de carga para dos métodos de presión del condensador y dos temperaturas ambiental de diseño.....	84
Figura 54 Gráfico de eficiencia del ciclo en función de la temperatura ambiental para dos métodos de presión del condensador y dos temperaturas ambiental de diseño	85
Figura 55 Gráfico de curva de eficiencia y temperatura ambiental para día 21 de diciembre.....	86
Figura 56 Curva de eficiencia para el rendimiento del ciclo con diferentes pasos de tiempo de TMY entre 00:00-08:00.....	87
Figura 57 Gráfico de eficiencia de planta CSP y temperatura ambiental para el 21 de diciembre en tres configuraciones de temperatura ambiental de diseño en SAM.	89
Figura 58 Gráfico de eficiencia del ciclo térmico para tres configuraciones de temperatura ambiental de diseño y la temperatura de bulbo seco para un paso de tiempo de 1 hora.	90
Figura 59 Gráfico de eficiencia bruta y presión del condensador del ciclo térmico para dos configuraciones de temperatura ambiental de diseño y la temperatura de bulbo seco para un paso de tiempo de 10 minutos.....	91
Figura 60 Gráfico de eficiencia del ciclo térmico para tres configuraciones de temperatura ambiental de diseño y la temperatura de bulbo seco para un paso de tiempo de 10 minutos.....	91
Figura 61 Gráfico de porcentaje de tiempo en operación para diferentes rangos de potencia de operación del Ciclo térmico en los dos modelos.	93
Figura 62 Representación de una etapa en la turbina con sus respectivos flujos [16].	100
Figura 63 Eficiencia para una turbina de referencia a diferentes tasas de flujos máxicos de vapor respecto al valor de referencia [16].....	101
Figura 64 Representación de una bomba con su respectivo flujo.....	102
Figura 65 Representación de intercambiador de calor de tipo supercalentador o recalentador de flujo cruzado con sus respectivas direcciones [16].....	103
Figura 66 Representación de intercambiador de calor de tipo economizador o precalentador de flujo cruzado con sus respectivas direcciones [16].	107
Figura 67 Representación de condensador genérico con sus respectivos flujos [16].....	108
Figura 68 Representación de intercambiador de calor de tipo evaporador de flujo cruzado con sus respectivas direcciones de flujo [16].....	109
Figura 69 Gráfico de potencia del ciclo normalizada en función de la presión en el condensador para la temperatura del vapor a la entrada de la turbina mínima, máxima y de diseño.....	113
Figura 70 Gráfico de calor de entrada del ciclo normalizada en función de la presión en el condensador para la temperatura del vapor a la entrada de la turbina mínima, máxima y de diseño	114
Figura 71 Interfaz de Excel para realizar los cálculos en el software EBSILON	118
Figura 72 Resultados de rendimiento de ciclo térmico en condiciones fuera de diseño para el método de control de presión Variable	118

Figura 73 Resultados de rendimiento de ciclo térmico en condiciones fuera de diseño para el método de control de presión Variable.	118
Figura 74 Configuración de ubicación y TMY.....	119
Figura 78 Configuración de diseño general.....	119
Figura 76 Configuración y optimización de Campo de heliostatos, torre y receptor.....	120
Figura 77 Configuración de Bloque de potencia.	121
Figura 78 Configuración de sistema de control.	122
Figura 79 Configuración de costos por subsistema.....	123
Figura 80 Diseño de componentes en EBS para prueba de efectos transientes de flujo másico. ..	126
Figura 81 Resultados de simulación de efectos transientes en el flujo másico del ejemplo desarrollado.	127

Indicé de Tablas

Tabla 1 Proyectos de CSP con RCA aprobados en Chile [7].	20
Tabla 2 Definición de valores para elaborar el experimento necesario para método de regresión. (Elaboración propia)	38
Tabla 3 Variables independientes y variables resultados con sus efectos principales e interacción correspondientes. (Elaboración propia).	39
Tabla 4 Resultados de cálculo de planta CSP de torre por medio de los 5 modelos computacionales propuestos en [20].	45
Tabla 5 Componentes físicos necesarios para el diseño del ciclo térmico en el software EBSILON, (véase anexo 7.2)	50
Tabla 6 Lista de componentes lógicos utilizados en el diseño del ciclo térmico en software EBSILON. (véase anexo 7.3)	50
Tabla 7 Configuración de variables de diseño del bloque de potencia y condiciones de contorno.	51
Tabla 8 Valores representativos de coeficientes de transferencia de calor total [35].	58
Tabla 9 Lista de variables más importantes para la configuración del ciclo térmico diseñado. (Elaboración propia).	65
Tabla 10 Parámetros iniciales para configuración de planta solar en SAM.	71
Tabla 11 Resultado de optimización del Campo de Heliostatos y dimensiones de torre y receptor.	72
Tabla 12 Parámetros iniciales para el bloque de potencia de la planta solar modelada en SAM.	72
Tabla 13 Parámetros iniciales de diseño para el condensador del Ciclo térmico.	73
Tabla 14 Representación de tabla de serie de tiempo diseñada en software EBSILON para la simulación del ciclo térmico en los rangos de tiempos definidos.	74
Tabla 15 Representación de tabla resultado del rendimiento del ciclo térmico en el modelo de SAM y EBS para las dos temperaturas ambientales de diseño de prueba	76
Tabla 16 Resultado de clasificación de factor de carga en función del tiempo de operación para los Ciclos térmicos calculados.	77
Tabla 17 Resumen de resultados para el ciclo térmico de estudio y los dos métodos de control de presión del evaporador	78
Tabla 18 Resumen de factores globales para las tres configuraciones de ciclo térmico en función de la presión de condensación de diseño.	81
Tabla 19 Resultados globales de ciclos térmicos diseñados para temperaturas de 20 °C y 30 °C.	84
Tabla 20 Resumen de resultados globales de rendimiento de planta CSP.	85
Tabla 21 Resumen de resultados de la parametrización del TMY	86
Tabla 22 Resumen de resultados de la parametrización de control de presión de evaporador y temperatura ambiental de diseño.	88
Tabla 23 Rendimiento global para un año de operación y su diferencia respecto al modelo SAM de 30 °C.	92
Tabla 24 Comparación entre los métodos de control de presión en el evaporador [20].	111
Tabla 25 Lista de Componentes utilizados en diseño de bloque de potencia con sus respectivas imágenes. (EBSILON)	115
Tabla 26 Referencia de costos para diseño de planta CSP de caso de estudio.	124

1. Introducción

1.1. Contexto

Dada la creciente tendencia que existe en las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) [1] es que en todo el mundo se han comenzado a plantear diferentes objetivos y a realizar múltiples estrategias para reducir las emisiones de GEI. La importancia de reducir estos GEI surge debido a los cambios climáticos que estos generan en todo el mundo, además de los problemas respiratorios asociados con los gases contaminantes de los procesos energéticos que afectan a la salud tanto de las personas como de los animales.

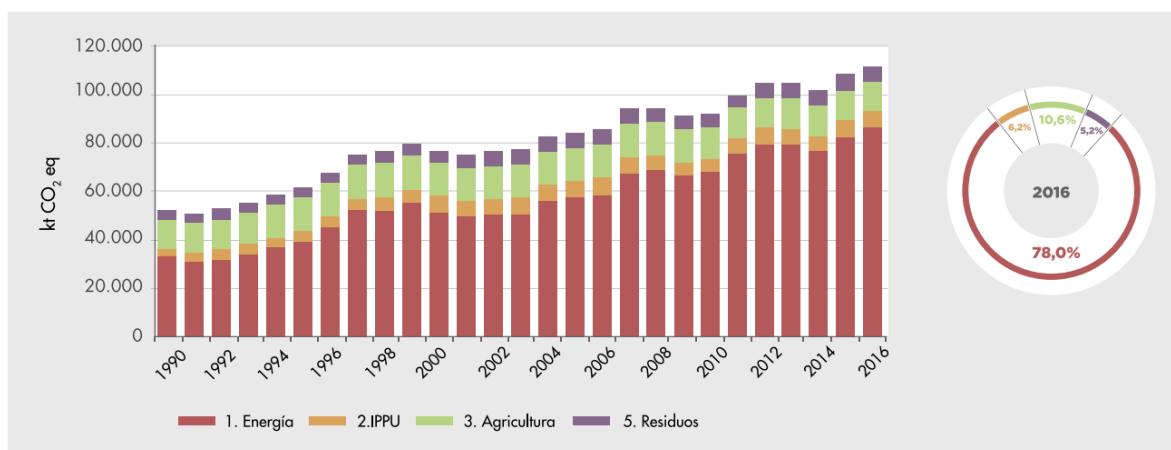


Figura 1 Emisiones de GEI totales por sector en Chile [1]

Como se observa en la Figura 1, el sector que más aporta en emisiones de GEI es el sector energético, por esta razón, dentro de los objetivos y estrategias que existen, hay dos importantes iniciativas que tienen como principal objetivo reducir las emisiones de GEI del sector energético y principalmente el sector eléctrico son: aumentar el desarrollo de tecnologías de energías renovable¹ y retirar y cerrar las termoeléctricas en base a combustibles fósiles [2].

En Chile, el desarrollo de tecnologías con base en fuentes renovables ha ido aumentando exponencialmente. Esto ha permitido desacelerar el crecimiento de emisiones de gases contaminantes y al mismo tiempo reducir el costo de electricidad ya que, una de las principales ventajas de estas tecnologías es tener bajos costos de operación debido a que la fuente energética no tiene costo. Estas fuentes de energía pueden tener origen solar, eólico o hídrico principalmente y al ser recursos naturales renovables, y abundantes dependiendo de la zona geográfica, es posible producir energía de bajo costo y sin emisiones. Las tecnologías con base en recursos hídricos se encuentran en la industria por más de 100 años, sin embargo, las tecnologías que utilizan el sol y el viento han estado desarrollándose e incorporándose con mayor fuerza en la industria en los últimos 10 años, como se puede ver en la Figura 2. A pesar de las ventajas ambientales y económicas que presentan este tipo de tecnologías, su principal desventaja es la variabilidad del recurso energético, ya que, en el caso de la energía solar, esta depende de las horas del sol y los niveles de radiación que existan en la ubicación y en cuanto a la energía eólica, esta depende de las horas en que el viento tenga una velocidad tal que

¹ Renovable: Que ha una escala de vida humana puede regenerarse.

permita operar los aerogeneradores a cargas nominales. Esta variabilidad genera una pérdida de flexibilidad en la matriz eléctrica, lo que disminuye la capacidad de responder ante cambios en la demanda de electricidad.

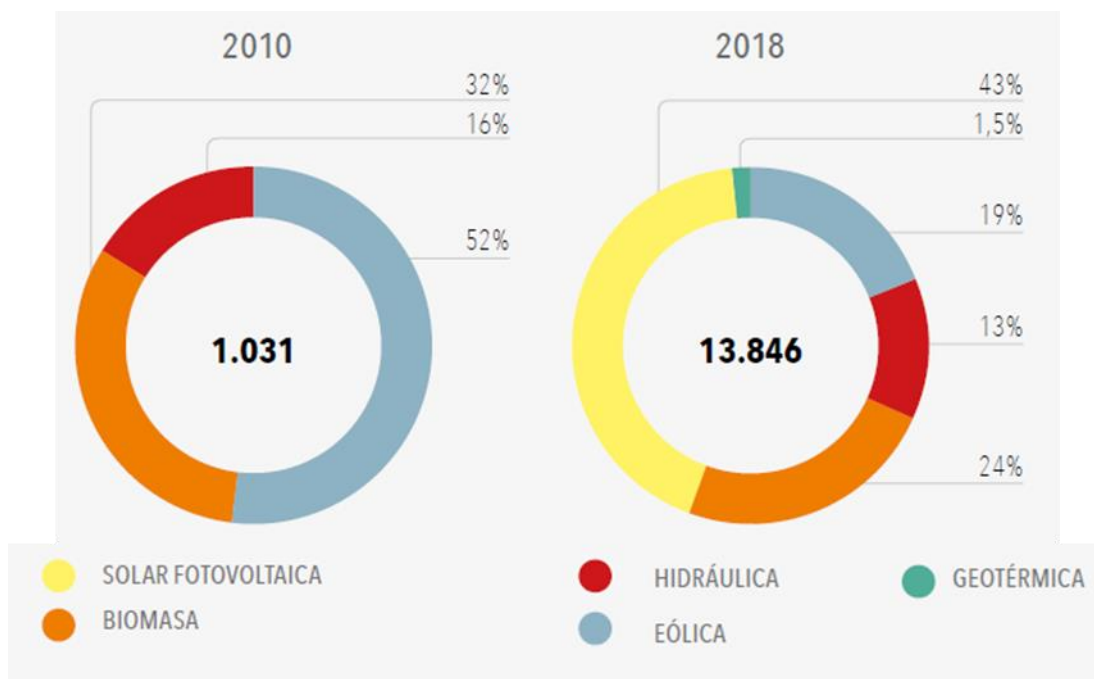


Figura 2 Generación eléctrica por tecnología ERNC en GWh [2].

Además, para el caso de la tecnología solar, la tecnología que más desarrollo a tenido en la industria actualmente es la fotovoltaica. Esta tecnología transforma la radiación solar en energía eléctrica de tipo continua por lo que requiere de un inversor para transformar esta energía eléctrica de tipo continua a electricidad de tipo alterna para poder despacharla a la matriz eléctrica. Este efecto disminuye la estabilidad de la frecuencia de la matriz eléctrica, ya que en los momentos de cambios de demanda eléctrica la frecuencia de la matriz disminuye producto de una reducción o de un aumento en el despacho de electricidad a la red, lo cual es regulado por el Centro de despacho económica de carga (CDEC). Este efecto es mitigado por las plantas que despachan electricidad a través de un generador impulsado por turbinas, como es el caso de termoeléctricas con ciclos de vapor o ciclos de gas o para el caso de renovables las hidroeléctricas.

Por estas desventajas se estima que para tener un sistema eléctrico estable que pueda satisfacer las necesidades de la industria, comercio y residencias, existe un límite técnico en cantidad de plantas renovables variables en el sistema, una mayor inserción de estas tecnologías implicaría: (1) sistemas de almacenamiento, (2) sistemas reguladores de potencia, (3) Disipar un exceso de energía en plantas de generación variable sin sistemas de almacenamiento. Se estima que, en Chile, la disipación de energía fue de 150.000 MWh representando un 6% de la generación eléctrica por medio de plantas fotovoltaicas en 2018 [3].

Acompañada con el aumento de energías renovables, el retiro de plantas con base en combustibles fósiles es un factor muy importante en las estrategias de descarbonización. A pesar de que el cierre de estas plantas es un factor positivo en cuanto a las emisiones de GEI, también tiene múltiples

consecuencias en la industria y la red eléctrica, como lo es la pérdida de potencia eléctrica, pérdida de puestos de trabajo y una menor diversidad en las fuentes energéticas conectadas a la matriz que afectan a la estabilidad del sistema y sus precios. Además, este tipo de plantas son utilizadas para abastecer a la red en periodos de alta demanda o cambios abruptos de esta por lo que su retiro afectaría a esta capacidad. Como consecuencia, debido a el retiro de estas centrales es que la necesidad de incorporar sistemas que aseguren la flexibilidad y estabilidad de la matriz eléctrica aumente para hacer de la transición a una matriz con menos emisiones un proceso factible económica y técnicamente.

Actualmente en Chile, el plan de descarbonización, (Energía Zero carbón) [4], contempla las siguientes etapas con respecto al retiro paulatino de centrales con base en combustibles fósiles, enfocándose en primera instancia en termoeléctricas a carbón, el cual cuenta con las siguientes líneas etapas: (1) Retiro de plantas a carbón, (2) Cese de operación de todas las plantas a carbón para el año 2040 y (3) Carbono neutralidad al año 2050.

En la Figura 3 se observan diferentes escenarios para el retiro de plantas a carbón en la matriz energética de Chile, escenarios en función de factores que dependen de suposiciones optimistas, neutrales o pesimistas.

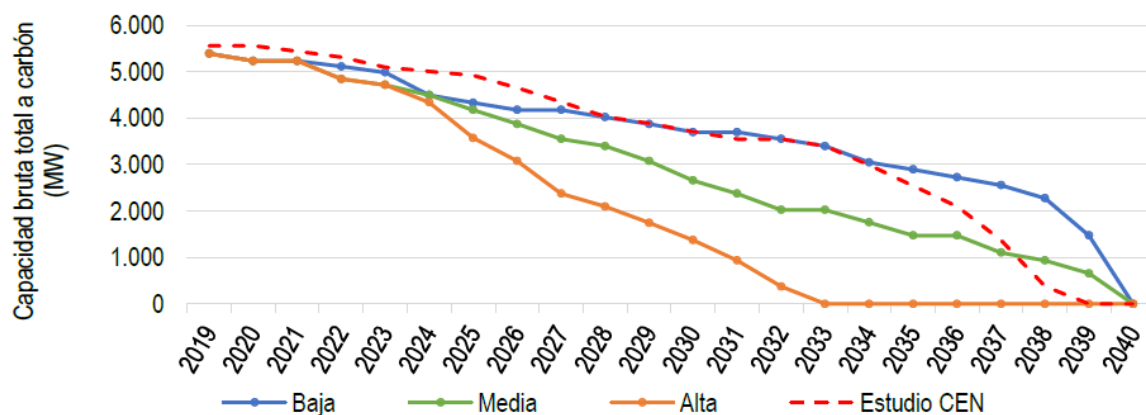
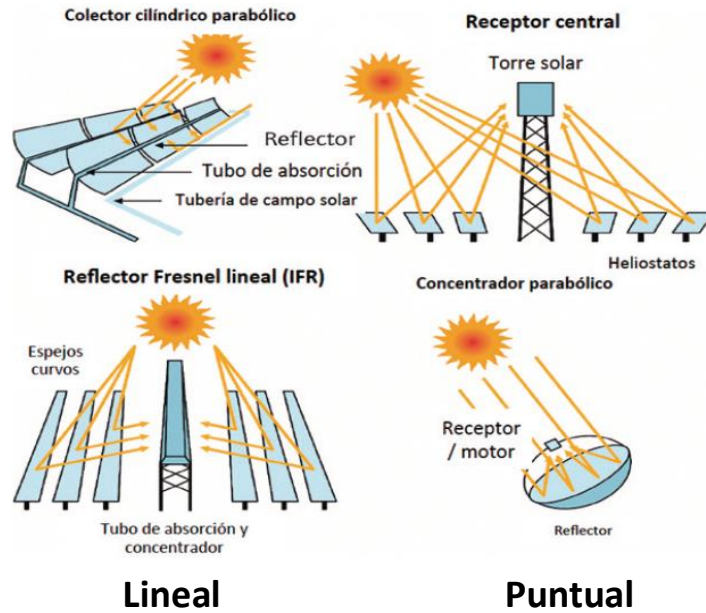


Figura 3 Trayectoria de retiro de centrales eléctricas a carbón con diferentes niveles de intensidad [4].

En este contexto, la tecnología de concentración solar (CSP) se posiciona como una gran oportunidad para solucionar los problemas producidos por las energías renovables variables y al retiro de termoeléctricas, debido a sus características de diseño y funcionamiento que la diferencia de su similar fotovoltaica. Esta tecnología CSP consisten en un sistema reflectante que concentra la radiación normal directa proveniente del sol y la direccionan a un intercambiador de calor que recibe la radiación concentrada transfiriendo el calor a un fluido caloportador, es decir, un fluido que transporta energía térmica. La energía térmica puede ser almacenada en un sistema de almacenamiento termico especialmente diseñado o puede ser transferida a un ciclo térmico el cual transforma la energía térmica en energía eléctrica a través de diferentes procesos. Existen diferentes tipos de concentradores solares los cuales se separan en dos categorías, concentración lineal y puntual, como se presenta en la Figura 5.



Lineal

Puntual

Figura 4 Tipos de tecnologías de Concentración solar [5].

Los concentradores lineales, como los colectores cilindro parabólicos y Fresnel, no alcanzan temperaturas tan altas en comparación con los concentradores puntuales, como los concentradores parabólicos y receptor central, por esta razón los concentradores puntuales pueden alcanzar mayores eficiencias globales [5]. Este trabajo se desarrollará en torno al tipo de Receptor Central o CSP de torre debido a que al ser del tipo puntual permite alcanzar altas temperaturas lo que le permite incluir un sistema de almacenamiento térmico entre sus componentes y trabajar con ciclos térmicos con mayor temperatura debido a las altas temperaturas alcanzadas. En consecuencia, las principales ventajas que presenta la tecnología de CSP de torre desde el punto de vista técnico son: (1) Generar electricidad en horarios donde no hay luz solar por medio de su sistema de almacenamiento, como se muestra Figura 5, donde la línea azul representa la radiación normal directa disponible y la línea amarilla representa la energía eléctrica generada en la planta CSP, y (2) Aportar inercia a la red eléctrica lo que da estabilidad de frecuencia al sistema, gracias al ciclo térmico de potencia.

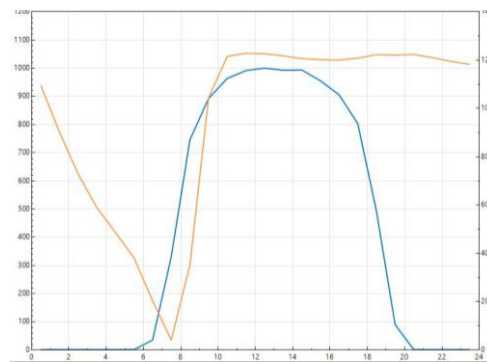


Figura 5 Radiación normal directa y potencia eléctrica generada en planta solar CSP de torre con TES durante un día de operación, (Elaboración propia).

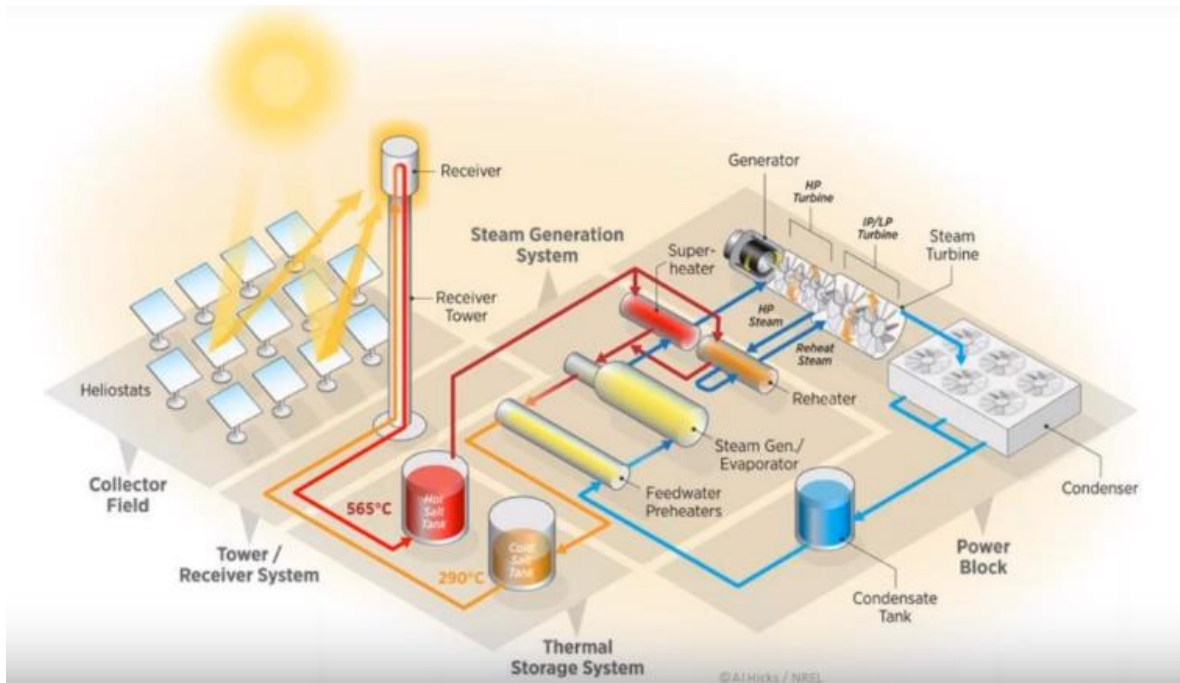


Figura 6 Esquema representativo de una planta solar CSP de torre con Sistema de almacenamiento. (Fuente: NREL [8] Adaptado)

Las plantas CSP de torre se componen de 4 subsistemas principales y un sistema de control que coordinar todos los subsistemas para que trabajen en sincronía, como se muestra en Figura 6. Estos subsistemas son:

- **Campo de Heliostatos:** Recibe la energía de radiación normal directa proveniente del sol la concentra en el receptor de la planta
- **Receptor y torre:** Corresponde al sistema que capta la radiación concentrada del campo de heliostatos y transfiere el calor a el fluido de transferencia de calor.
- **Sistema de almacenamiento (TES):** Almacena el fluido de transferencia de calor en un estanque con características de aislación para reducir las pérdidas de energía, además de permitir el flujo de este fluido para las cargas y descargas en función de la operación de la planta.
- **Bloque de potencia:** Corresponde al sistema que genera electricidad a partir de la energía térmica contenida en el fluido de transferencia.
- **Sistema de Control:** Corresponde al sistema que monitorea y dirige a los otros sistemas para que operen de tal modo que se despache la energía eléctrica en los momentos en que se debe despachar y reducir las pérdidas de energía en todo el proceso.

A pesar de las ventajas del sistema de almacenamiento y el bloque de potencia presentes en las plantas CSP de torre, representados en la Figura 6, la potencia despachada y la eficiencia con la que la planta trabaja durante sus ciclos de operación será afectada por diversas condiciones externas entre las cuales se destacan: (1) Diferentes cargas de potencia producto de cambios en la demanda, (2) Cambios en el recurso solar producto de nubes o menor radiación, y (3) Variación en la temperatura y humedad ambiental.

Estos factores influirán en las condiciones de operación de la planta, alterando los parámetros con los cuales fue diseñado, en consecuencia, la planta opera en condiciones fuera de diseño y su rendimiento

se verá afectado. Además de esto, durante los ciclos de operación la planta cuenta con las siguientes posibilidades de operación: plena carga, puesta en marcha en tibio, puesta en marcha en frío, stand by, fuera de operación. La transición de un estado a otro también afectará a la energía despachada a la matriz, por lo que, durante el diseño de una planta de estas características, estos factores deben ser considerados.

Por otra parte, Chile presenta una posición privilegiada en el mundo para el desarrollo de tecnología de concentración solar debido a los altos niveles de radiación directa normal (DNI) presentes en su zona norte, como se observa en Figura 7. Además, la poca nubosidad durante el año permite proyectar mayores tiempos de operación o factores de planta en la que puede operar una planta solar de estas características. Y el factor de atenuación es muy bajo en comparación a otros sectores del planeta lo que permite al campo de heliostatos entregar una mayor cantidad de calor al receptor, estas pérdidas representan el 4% promedios anuales en Chile mientras que en otros lugares alcanza el 17% de pérdidas anuales en promedio [6].

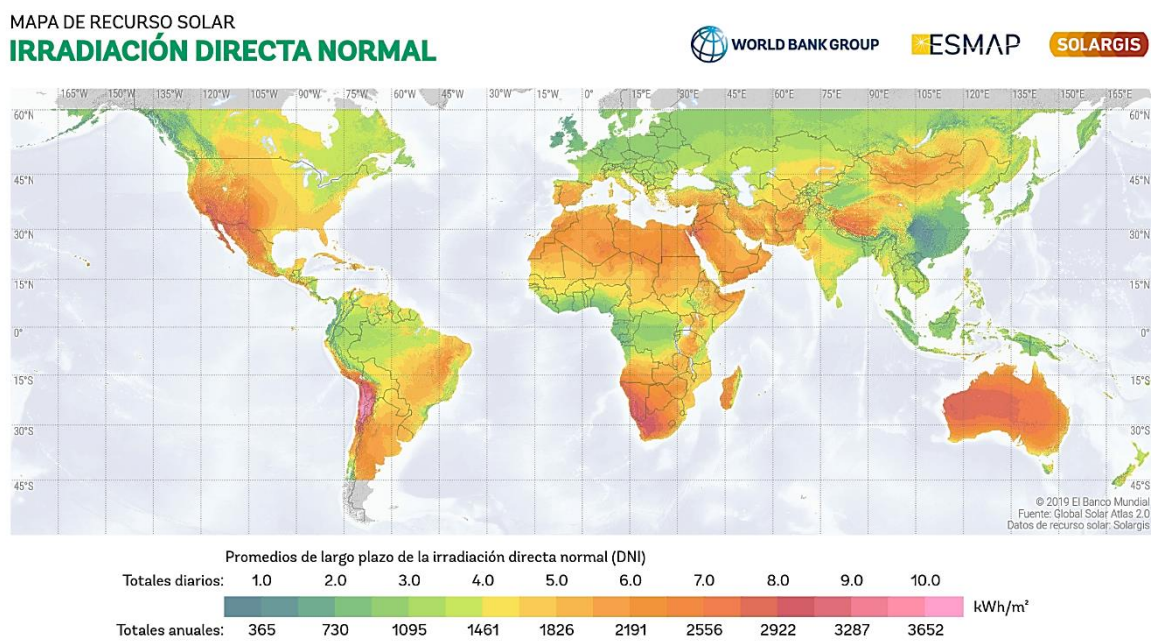


Figura 7 Mapa de Recurso solar Irradiación directa normal (DNI) [7].

Por estos motivos, el potencial que existen en Chile con respecto al desarrollo de plantas CSP es muy grande y las soluciones que esta tecnología aporta a los problemas producto de los planes de descarbonización son significativas. Actualmente Chile cuenta con la primera planta de CSP de torre, la planta Cerro Dominador en la región de Antofagasta, la cual a fecha diciembre de 2020 se encuentra al final de la etapa de construcción y al inicio de la etapa de puesta en marcha. Existen otras iniciativas en CSP de gran capacidad las cuales cuentan con RCA aprobadas presentes en Tabla 1. Cada uno de estos proyectos se encuentra en el norte del país y sus potencias nominales se encuentran entre 70-450 [MW] lo que, en caso de superar la etapa de inversión, aumentarían bastante la capacidad instalada de este tipo de tecnologías renovables a la matriz eléctrica a futuro.

Tabla 1 Proyectos de CSP con RCA aprobados en Chile [7].

Planta	Desarrollador	Ubicación	Capacidad [MW]	Inversión [MUSD]	RCA ² Aprobada
Copiapó Solar	Solar Reserve Chile	Atacama	240	2.000	agosto 2015
Camarones	Elecnor chile	Arica y Parinacota	105	800	mayo 2016
CEME 1	Ceme 1 SpA	Antofagasta	70	608	diciembre 2016
tamarugal	Solar Reserve Chile	Tarapacá	450	2.700	marzo 2017
Likana Solar	Solar Reserve Chile	Antofagasta	450	2.400	julio 2017

Se espera que el aumento de la tecnología CSP continúe o aumente en el futuro, sin embargo, el grado de cambio que tendrá el desarrollo de esta tecnología dependerán, principalmente, de los siguientes factores: (1) Descarbonización acelerada, (2) Reducción de CAPEX de CSP de torre, y (3) Poca reducción y desarrollo en baterías eléctricas para gran escala.

Con respecto a las proyecciones planteadas por el ministerio de energía (PELP) con respecto al desarrollo e impacto que tendrá esta tecnología en la matriz energética nacional en el corto, mediano y largo plazo se han planteado 5 escenarios que dependen de los siguientes factores principales [4]: (1) Disposición social para proyectos, (2) Demanda energética, (3) Cambio tecnológico en almacenamiento en baterías, (4) Costos de externalidades ambientales, (5) Costos de inversión de tecnologías renovables, y (6) Precios de combustibles fósiles.

Todos estos factores afectan al desarrollo de las tecnologías CSP en menor o mayor medidas, siendo los más determinantes los puntos 2, 3, 5. Para la fecha, diciembre de 2020 se considera que el escenario más probable es el que considera una descarbonización acelerada. Esto quiere decir que el retiro de las plantas a carbón se completara antes de lo proyectado por la planificación anterior. Esto beneficia al aumenta la posibilidad de desarrollar esta tecnología antes debido a la necesidad de requerir sistemas de almacenamiento de gran escala y sistemas que den estabilidad a la red antes de lo previsto.

² RCA: Resolución de calificación ambiental

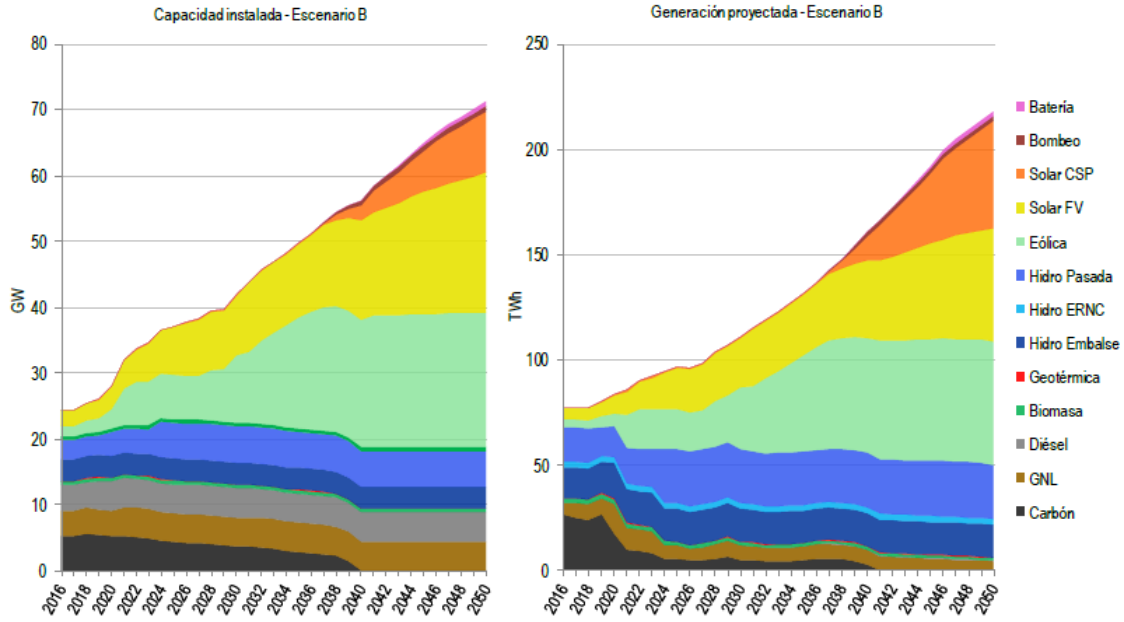


Figura 8 Capacidad instalada y generación eléctrica proyectada para el escenario B [4].

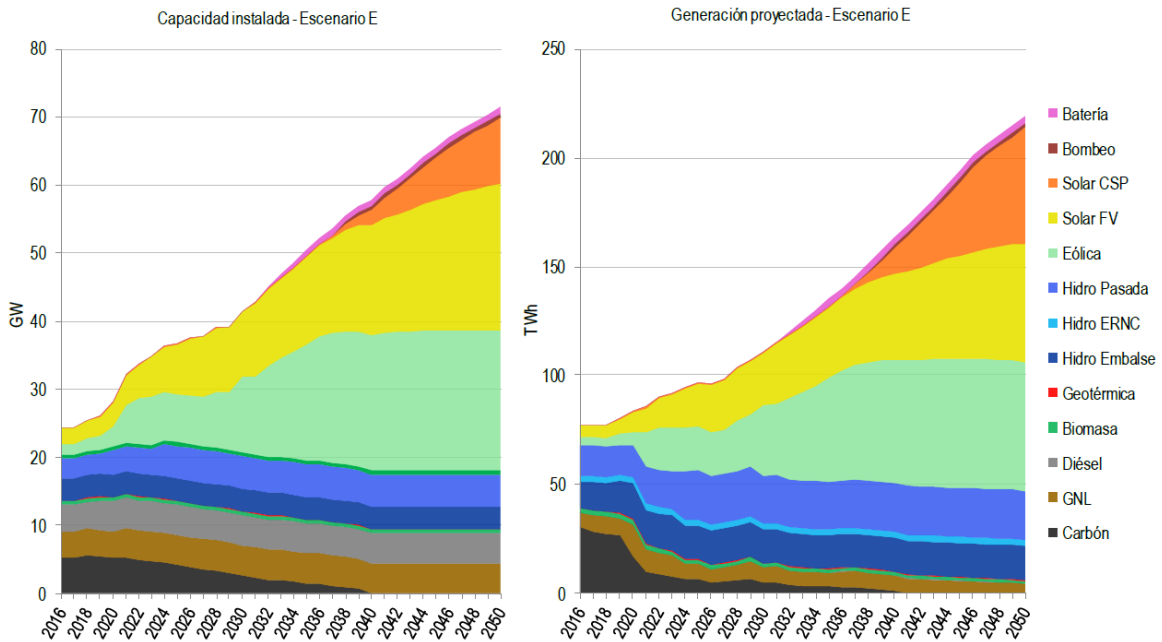


Figura 9 Capacidad instalada y generación eléctrica proyectada para el escenario E [4].

Tanto en el escenario B como el E graficados en la Figura 8 y Figura 9 se presenta una gran influencia de tecnología CSP en la matriz eléctrica, esto queda reflejado en la capacidad instalada y en la generación eléctrica proyectadas, y debido a que ambos escenarios consideran un cambio en la

demanda eléctrica, altos precios en baterías eléctricas y cambios en la inversión a energías renovables es que el desarrollo de CSP aumenta.

Por lo presentado es que se muestra un gran interés en el desarrollo de la tecnología CSP de torre debido a los grandes beneficios que esta tecnología aporta para disminuir los problemas producidos por la transición energética y además la gran ventaja geográfica que Chile cuenta para el desarrollo de esta tecnología. Por esto, en este trabajo se diseñará, analizará y comparará el rendimiento de una planta CSP de torre en condiciones fuera de diseño y determinar cuáles son los cambios que estas condiciones fuera de diseño producen en la operación y rendimiento de la planta.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

En este trabajo de título se propone modelar y analizar el bloque de potencia (Rankine de vapor) de una central CSP con torre operando en condiciones fuera de diseño con el fin de predecir su comportamiento de manera representativa. El bloque de potencia se ve afectado por las variaciones en la capacidad de despacho (variaciones en el flujo de calor) y por las variaciones atmosféricas que afectan el proceso de condensación que generalmente en plantas CSP es del tipo seco.

1.2.2. Objetivos específicos

Para cumplir con el objetivo general se establecen los siguientes objetivos específicos:

- Analizar el estado del arte relevante para diseño de fuera de diseño de componentes de ciclo Rankine.
- Modelar un bloque de potencia con ciclo Rankine Subcrítico para calcular los parámetros térmicos de cada componente del ciclo.
- Validar el modelo de ciclo de potencia con resultados disponibles en la literatura y otras herramientas disponibles.
- Analizar el rendimiento del ciclo de potencia para condiciones fuera de diseño debido a la influencia de la variabilidad del recurso solar y la variación en la carga de potencia al despacho, y así como los efectos de las variaciones ambientales en la operación de la etapa de condensación.

2. Estado del Arte

Se ha revisado la literatura para el estudio del comportamiento de ciclos térmicos Rankine en plantas de concentración solar de torre en condiciones fuera de diseño, esta revisión se divide en cuatro secciones: El **primero** corresponde al uso del Software SAM [8] para modelar y calcular el rendimiento de una planta de CSP de torre y determinar cuáles son las consideraciones que utiliza para los cálculos en condiciones fuera de diseño, específicamente para el bloque de potencia. En **segundo** lugar, se investiga el estado de las artes con respecto a la modelación de bloque de potencia en condiciones fuera de diseño, cuáles son las consideraciones que se utilizan y los componentes que se ven afectados. En **tercer** lugar, se revisará a detalle las consideraciones utilizadas en el software EBSILON [9] para realizar los modelos de ciclo de potencia, debido a que este software permite diseñar el bloque de potencia con diferentes especificaciones y determinar el rendimiento. **Finalmente** se presenta cuáles son los aportes que presenta este trabajo en materia de modelación de bloque de potencia en condiciones fuera de diseño para plantas de CSP de torre con almacenamiento térmico.

2.1. Diseño de planta CSP más TES en software SAM

Para diseñar la planta de concentración solar de potencia y el bloque de potencia, se utiliza el software SAM (System Advisor Model) diseñado por NREL, el cual permite calcular la parámetros técnicos y económicos de múltiples proyectos de energía renovables. Este software tiene la capacidad de simular sistemas fotovoltaicos, concentración solar, eólicos baterías, entre otros. Para efectos de este trabajo se utilizó la sección de SAM que permite simular una planta CSP de torre con almacenamiento térmico (TES) mediante un solo inversionista, a modo de simplificar la parte financiera del proyecto. Para este trabajo se considerará la siguiente estructura para el análisis de los diferentes componentes involucrados en el rendimiento de la planta.

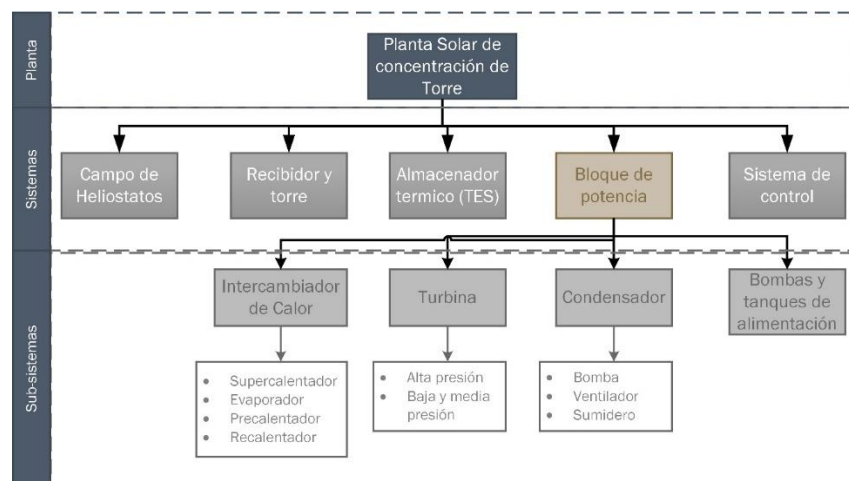


Figura 10 Clasificación de planta, sistema y subsistemas que componen el diseño de una planta CSP, (Elaboración propia).

A continuación, se explicarán la forma en que se diseña la planta de concentración mediante el software SAM y los parámetros más importantes respecto al bloque de potencia.

2.1.1. Planta CSP de Torre

Para el diseño de una planta de concentración solar de potencia del tipo torre con TES es necesario separar en diferentes componentes que componen la planta. Cada uno de esos componentes tienen sus propios parámetros de diseño y deben ser considerados con cada una de sus características y también como interactúan entre ellos en los ciclos de operación de la planta. Los principales sistemas que son parte de una planta de CSP de torre con almacenamiento se pueden observar en la Figura 7 y corresponden a, campo de heliostatos, torre y receptor, almacenador térmico (TES), bloque de potencia, sistema de control.

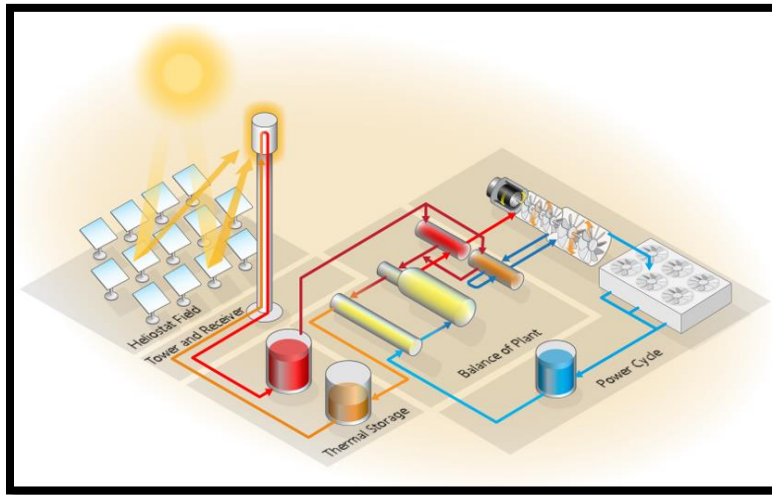


Figura 11 Diagrama de planta CSP de torre. (Fuente: SAM, NREL [8])

SAM posee diferentes secciones para el diseño de la planta en las cuales se encuentra cada uno de estos componentes por separado. Además, para el diseño de la planta se utiliza la siguiente expresión con el fin de obtener la potencia de diseño.

$$P_e = P_{mec} * n_{gen} = \dot{Q}_{th} * n_{CT} * n_{gen} = \dot{Q}_{CH} * n_{rec} * n_{CT} * n_{gen} \quad (1)$$

Donde P_e es la potencia eléctrica, P_{mec} Es la potencia mecánica del eje de la turbina, n_{gen} es la eficiencia del generador, \dot{Q}_{th} es la tasa de calor de entrada al ciclo de potencia, n_{CT} es la eficiencia del ciclo térmico, \dot{Q}_{CH} es la tasa de calor que entrega el campo de heliostatos y n_{rec} es la eficiencia del receptor. Todos estos flujos de calor y eficiencias son calculados en las diferentes secciones del software SAM. A continuación, se describirán cada uno de los componentes y sus principales características:

2.1.1.1. Campo de Heliostatos

Este corresponde a la superficie de la planta que permite direccionar la radiación solar proveniente del sol al receptor. Este se compone de una cierta cantidad de heliostatos, los cuales consisten en espejos que reflejan los rayos del sol. La cantidad de heliostatos y su distribución dependerán de los siguientes factores: (1) Ubicación de la planta, (2) Tipo de receptor y (3) Cantidad de potencia térmica requerida. En términos prácticos la energía térmica total direccionada por el campo de heliostatos se determinará por la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{CH} = \sum_{cel} \rho_{CH} \frac{A_{cel}}{A_H} * \dot{Q}_H \quad (2)$$

Donde \dot{Q}_{CH} Es la radiación captada por el campo de heliostatos, ρ_{CH} es la densidad de los campos de heliostatos, $\frac{A_{cel}}{A_H}$ es la razón entre las áreas de las celdas o grupo de heliostatos y el área de un heliostato y \dot{Q}_H es la radiación captada por un heliostato.

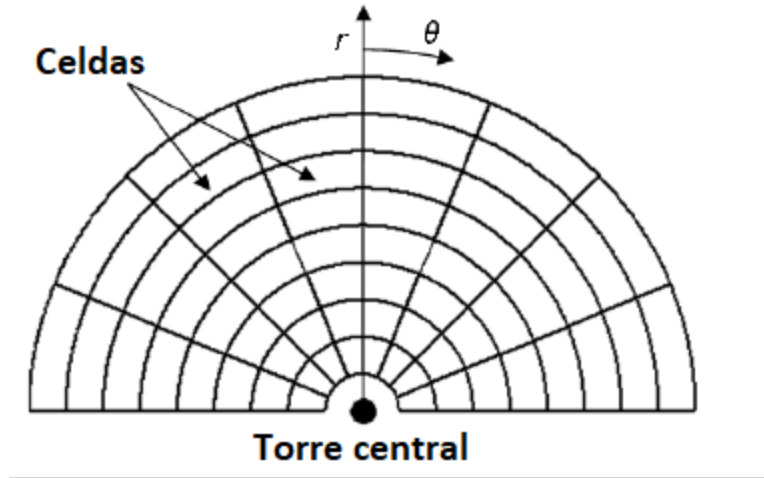


Figura 12 Representación de la distribución de las celdas de heliostatos en función del radio y el ángulo con respecto a la torre [9].

En la Figura 13, cada celda del campo de heliostatos es un sector que contiene una cierta cantidad de heliostatos, este número dependerá de la proximidad de la celda a la torre y de la densidad propia del campo de heliostatos. El flujo radiativo que incide sobre el heliostato y es direccionado al receptor se calcula bajo la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_H = A_H I_o \varepsilon_{sup} \varepsilon_{cos} (1 - f_{shad})(1 - f_{block})(1 - f_{att})(1 - f_{spill}) \quad (3)$$

Donde A_H es el área del heliostato m^2 , I_o es la radiación incidente sobre el heliostato $\frac{W}{m^2}$. Los siguientes términos se calculan de forma separada y representan los efectos de diferentes pérdidas tanto del ambiente, el material, geometría del heliostato, la ubicación y temporada del año.

- ε_{sup} : es la efectividad de la superficie del heliostato y se calcula con la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{sup} = \rho_H f_{clean} \frac{A_{ef}}{A_H} \quad (4)$$

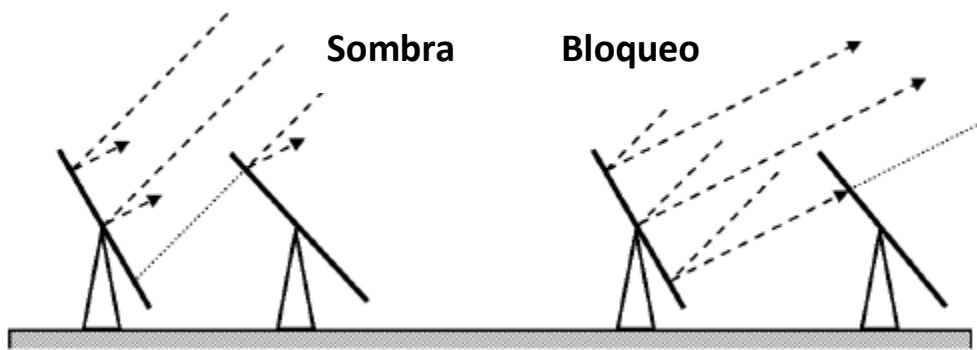
Donde ρ_H es la reflectividad del espejo [-] normalmente tiene un valor de 0.99, f_{clean} es el factor de limpieza del espejo, tiene un valor promedio de 0.95 [-] y $\frac{A_e}{A_H}$ es la razón de área efectiva de reflexión, es decir, área del espejo dividido en el área del heliostato.

- ε_{cos} : Efectividad del coseno. Este factor es la pérdida que existe debido al ángulo de inclinación que existe entre el Sol y la vertical del heliostato.

$$\varepsilon_{cos} = \cos(\theta_m) \quad (5)$$

- $(1 - f_{shad})$: Es el efecto que tiene las sombras proyectadas desde un heliostato más adelante sobre otro heliostato posicionado más atrás.
- $(1 - f_{block})$: Es el efecto que tiene el bloqueo de rayos proyectados de un heliostato sobre la parte trasera de un heliostato posicionado adelante.

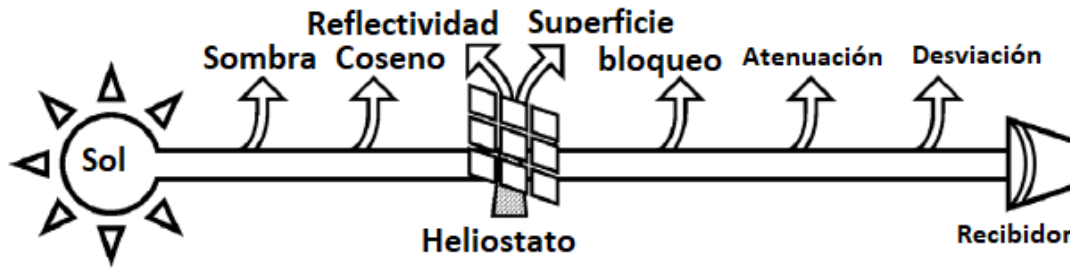
Figura 13 Representación gráfica del efecto de sombra y el efecto de bloqueo presente en los heliostatos [9].



- $(1 - f_{att})$: Es el efecto que tienen las partículas en suspensión del ambiente donde se ubica la planta estudiada, estas partículas absorben la radiación direccionada al receptor, por lo tanto, mientras más distancia exista entre el heliostato y el receptor mayor será la pérdida óptica por este efecto.
- $(1 - f_{spill})$: Es el efecto que se produce por la dispersión de la luz, como la fuente de energía, el sol, técnicamente no es una fuente puntal, los rayos provienen de diferentes puntos por lo que al reflejar estos, es inevitable que parte de ellos no incidan sobre el receptor, debido al ángulo con el cual el rayo incide sobre el heliostato.

Así como se muestra en la Figura 13, la energía total que incide sobre el heliostato se va disipando producto de los efectos mencionados anteriormente, a continuación, en Figura 14 se representan cada uno de los efectos de pérdida durante la trayectoria del rayo solar.

Figura 14 Representación gráfica de las pérdidas de energía desde que incide en el campo de heliostatos hasta que llega al receptor [9].



Finalmente, para el diseño del campo de heliostatos es necesario considerar todos estos efectos para distintas horas del día y así poder obtener la energía disponible mínima y máxima durante la operación. Como la radiación será diferente a lo largo del día, es necesario sobre dimensionar el campo para asegurar una potencia mínima que cumpla con los requerimientos de diseño y así obtener una potencia eléctrica final relativamente estable. Para esto se aplica un Múltiplo solar (SM), el cual amplifica la potencia que el CH deberá proveer, esto se calcula con la siguiente ecuación y es representado gráficamente en Figura 16.

$$SM = \frac{\dot{Q}_{CH}^{nom}}{\dot{Q}_{CH\ min}} = \frac{\dot{Q}_{CH}^{nom}}{\dot{Q}_{BP} / n_{rec}} = \frac{X}{Y} \quad (6)$$

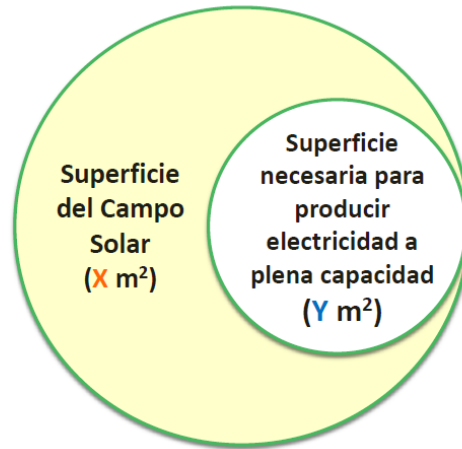


Figura 15 Relación entre energía del campo solar y superficie necesaria para producir potencia de diseño [10].

Generalmente se utiliza un múltiplo solar de 2, esto significa que, a mediodía, hora en que el sol está en su punto más alto, se producirá el doble de energía de la requerida para operar a carga nominal. Esto asegura a la planta de abastecer al receptor con energía suficiente en horas del día donde la radiación es menor. Por otra parte, también se debe considerar las horas de almacenamiento que tiene la planta en sus tanques térmicos, ya que esto afectará a la cantidad de energía que la planta está capacitada para recibir. El cálculo de este parámetro será en las siguientes secciones. Como resultado final se obtiene un campo de heliostatos con la posición de cada heliostato del campo, como los representados en Figura 16.

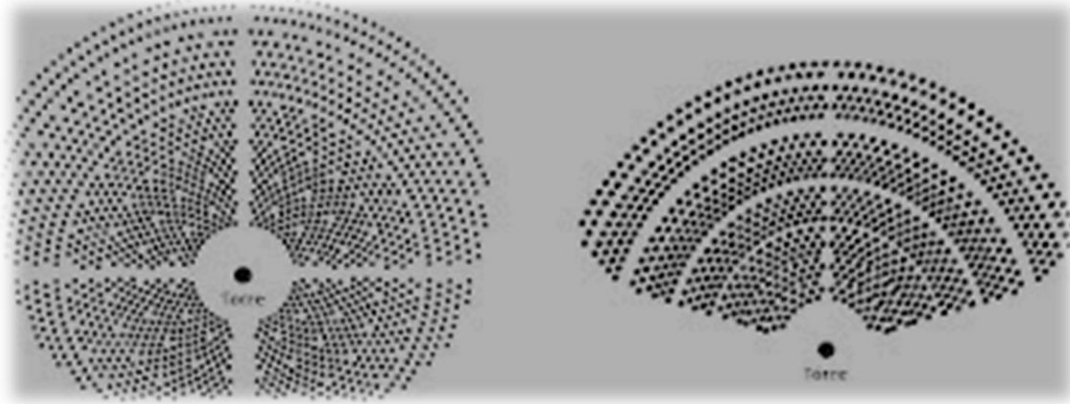


Figura 16 Representación gráfica de dos tipos de campo de heliostatos [9].

2.1.1.2. Torre y Recibidor

La torre es un elemento fundamental en la tecnología CSP de torre ya que es la estructura que determina la cantidad de heliostatos, su posición y el ángulo que deben tener para que estos puedan dirigir la radiación al receptor. El cálculo de la altura está fuertemente ligado con las características del campo de heliostatos y el tipo de receptor utilizado, debido a que la eficiencia del campo de heliostatos está directamente relacionada con la distancia a la cual deben direccionar la radiación solar y a las pérdidas que ocurren durante ese trayecto, por esta razón existen herramientas y arreglos matemáticos que optimizan la distribución del campo de heliostato y la altura de la torre con el fin de obtener los requerimientos energéticos. De las plantas que se encuentran en desarrollo y las que ya han sido construidas y se encuentran en operación se pueden encontrar un amplio rango de alturas de torre, superando los 200 metros de altura.

El receptor es el encargado en recibir la radiación que proviene del CH y transferirla al fluido de trabajo, este fluido generalmente puede ser vapor de agua o sales fundidas, en ambos casos se compone de varios tubos por los que circula el fluido.

La transferencia de calor desde el receptor hacia el fluido dependerá principalmente de los siguientes parámetros: (1) Largo de tubos en metros, (2) Diámetro de tubos en centímetros, (3) Material del tubo, (4) Geometría (aletas o lisos), (5) Velocidad del fluido m/s , (6) Número de tubos, (7) Tipo de circulación. Las pérdidas más importantes en este elemento se representan en el siguiente balance de energía.

$$\dot{Q}_{per} = \dot{Q}_{rad} + \dot{Q}_{conv,t} + \dot{Q}_{refl} \quad (7)$$

Donde \dot{Q}_{rad} es el flujo de calor por radiación, $\dot{Q}_{conv,t}$ es el flujo de calor por convección total, es decir, convección forzada en el interior del tubo y convección natural afuera del tubo y \dot{Q}_{refl} es el flujo de calor reflejado del tubo al ambiente.

2.1.1.3. Sistema de almacenamiento

La incorporación de tanques que almacenan la energía térmica captada por el receptor es un factor esencial para la tecnología CSP, ya que permite despachar electricidad en horas en las que no es posible producir energía solar. Esto da a la tecnología CSP mayor flexibilidad lo que representa una ventaja competitiva por sobre otras tecnologías renovables como solar PV y Eólica. Algunas de las ventajas principales son: (1) Permitir despachar energía en horarios donde no ingresa calor al sistema, (2) Evitar las condiciones transientes en el bloque de potencia (BP) producto de una nube que bloquee el campo de heliostatos, (3) Reducir la operación con carga parcial del BP. (4) Posibilidad de reducir el tiempo de puesta en marcha del BP utilizando el calor del tanque para un proceso de precalentamiento [10].

La capacidad de adaptarse a curvas de demanda o de estructuras tarifarias determinadas por el CDEC que tenga la planta estará limitada por la capacidad que tenga el thermal energy storage (TES) de almacenar energía. Por esta razón, este será diseñado en función de las horas que se espera despachar energía a la red y en función de las horas de almacenamiento y la potencia nominal será determinado el volumen y dimensiones generales del tanque. Dentro de los componentes físicos más importantes para tener en cuenta para el diseño del TES convencional de dos tanques se encuentran: (1) flujo de HTF en masa por segundo, (2) diámetro de tanque en metros, (3) alto del tanque en metros, (4) material del tanque, (5) tipo de HTF, (6) energía térmica almacenada en megawatts termico por hora. Además, el diseño del TES está en directa relación con el tipo de receptor solar y el bloque de potencia. El tipo y la disposición del TES está en directa relación con el tipo de HTF, la temperatura de entrada y salida del receptor. De los tipos de almacenamiento térmico se encuentran los siguientes tipos [11]:

- Calor sensible: La energía térmica es cargada o despachada simplemente aumentando o disminuyendo la temperatura de un material de almacenamiento. Es básicamente un proceso físico, sin la generación de cambio de fase. Se caracteriza por altas temperaturas. Las sales fundidas se encuentran en esta categoría.
- Calor Latente: La energía térmica es cargada o despachada por un material mientras sufre un cambio de fase a temperatura constante. Corresponde a un proceso físico, sin involucrar ninguna reacción química. Se caracteriza por una mejor densidad de energía en comparación con el método de calor sensible
- Termoquímico: La energía térmica es cargada o despachada a través de reacciones químicas reversibles. La energía solar gatilla una reacción endotérmica, para luego ser almacenada como potencial químico. Esta energía es recuperada a través de la canalización de la reacción reversa exotérmica.

En el caso general de las plantas solares por torre se utiliza un TES basado en el método de calor sensible y se utilizan sales fundidas.

Específicamente para determinar las horas de almacenamiento se estima la energía térmica necesaria para producir electricidad a plena carga en 1 hora por la cantidad de horas que es necesario producirla, se expresa en base la ecuación (8) y es representada gráficamente en Figura 18.

$$TES = \frac{Q_{TES_{tot}}}{Q_{TES_{nom}}} \frac{MWht}{MWt} \quad (8)$$

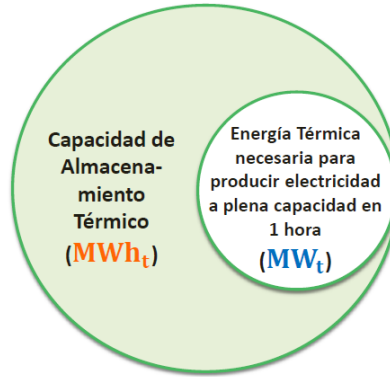


Figura 17 Relación entre la capacidad de almacenamiento Total y la energía térmica almacenada necesaria para producir la potencia nominal [10].

2.1.1.4. *Bloque de potencia*

Como se ha mencionado, una vez definida la potencia eléctrica nominal, es necesario diseñar el bloque de potencia, este componente constituye el medio en que la planta transforma la energía térmica en energía eléctrica mediante un ciclo térmico. El ciclo térmico más común en el mundo para la generación eléctrica es el Ciclo Rankine o ciclo de vapor subcrítico. Sin embargo, actualmente se han evaluado ciclos de potencia con base en Dióxido de carbono en estado supercrítico, ciclos combinados, ciclos cerrados de Helio, entre otros.

SAM tiene la opción de utilizar el ciclo **Rankine de vapor subcrítico**, el **ciclo de CO₂ supercrítico** o un **ciclo térmico definido por el usuario**. En este caso, el estudio será enfocado en el primer ciclo térmico, este ciclo opera bajo el principio de la segunda Ley de la termodinámica el cual plantea que la dirección de transferencia de calor se producirá desde una fuente de mayor temperatura hacia una fuente de menor temperatura (Sumidero). Para el caso de una planta solar con ciclo térmico, la fuente de calor será el Campo de Heliostatos y la fuente de menor temperatura será el Condensador del BP. Por medio del vapor de agua, la energía que proviene del CH es transformada en energía Mecánica de rotación en la turbina, la cual genera un movimiento rotatorio el cual es transformado en energía eléctrica como producto final.

En la sección “Bloque de potencia en SAM” se explicará con más detalle cual es la configuración de ciclo térmico que utiliza el software SAM además de las consideraciones de diseño de cada uno de sus componentes y los supuestos que emplea para calcular el rendimiento en condiciones fuera de diseño.

2.1.1.5. *Sistema de control*

El sistema de control es uno de los componentes más importantes de la planta, ya que este permite definir los periodos de operación de la planta en función de la demanda de electricidad, es decir, la potencia eléctrica que la planta debe despachar a la red eléctrica. Esto es muy importante tanto para el diseño como para la operación de la planta, ya que si es utilizado para diseñar la planta es posible proyectar un Múltiplo Solar (SM) o un volumen de almacenamiento (TES) tal que permita reducir

los costos CAPEX y al mismo tiempo cumplir con los requerimientos de despacho propuestos. El software SAM cuenta con una matriz donde se definen las 24 horas del día en las columnas y los doce meses del año en las filas. En esta matriz es posible definir la carga de potencia que se desea despachar a la matriz eléctrica con el fin de abastecer la demanda o para abastecer de electricidad en los periodos previamente establecidos al momento del desarrollo del proyecto. A continuación, la representación del sistema de control por horario en cada de mes del año para un sistema de control constante en Figura 18 y un sistema de control en función de la demanda eléctrica en Figura 19.

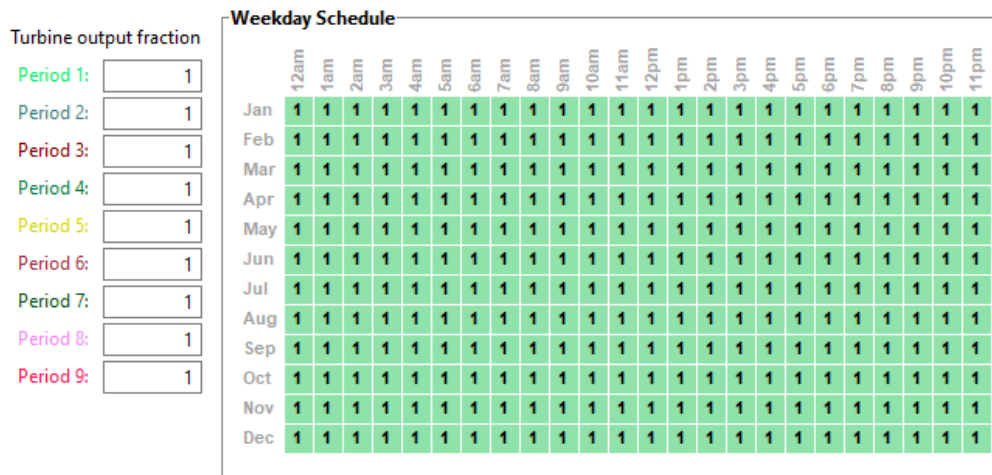


Figura 18 Calendario para días de semana del Sistema de control a carga constante, (Fuente: SAM).

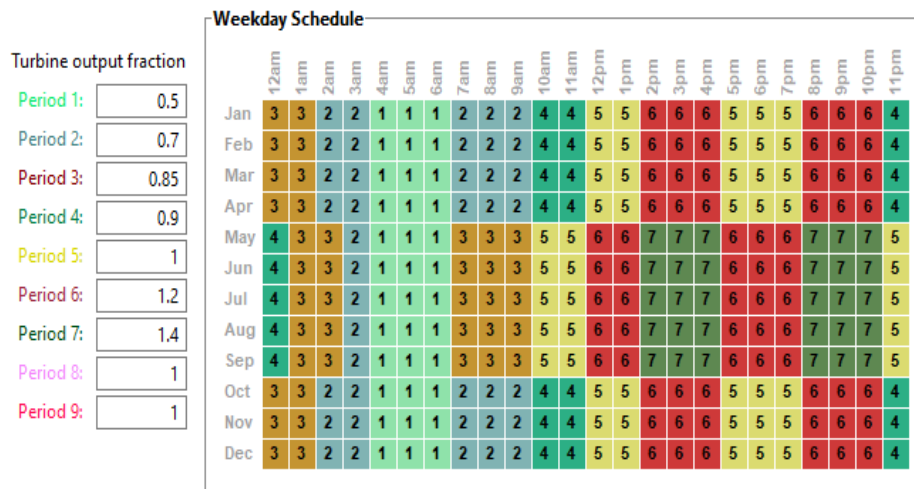


Figura 19 Calendario para días de semana del Sistema de control con cargas en función de la demanda, (Fuente SAM y [14]).

2.1.1.6. Otros

Otros parámetros importantes en el diseño de una planta CSP de torre con sistema de almacenamiento y que es considerado en el software SAM son los aspectos de conexión a la matriz energética, vida útil de la planta y degradación, Costos del sistema, Parámetros financieros, retornos, incentivos y depreciación.

Todos estos elementos pueden ser resumidos en Costos e inversión que deben ser considerados para determinar si un proyecto es factible y rentable o no lo es. Esto permite al usuario determinar con un mayor grado de precisión si es posible incurrir en realizar un proyecto de este tipo en una ubicación preestablecida. Sin embargo, el cálculo de este proyecto es una simplificación de lo que sería la inversión, construcción y desarrollo de un proyecto de CSP ya que este debe ser evaluado holísticamente y además deben ser considerados todos los procesos administrativos, contratos para poder llevarlo a cabo.

Dentro de los parámetros considerados se destacan los siguientes:

- **Límite de conexión a matriz eléctrica**
 - Límite de interconexión KWac.
 - Corte de electricidad (Curtailment) MW.
- **Vida útil y degradación**
 - Degradación anual en AC output en %.
- **Costos**
 - Capex directo.
 - Capex indirecto.
 - Operación y mantenimiento (Opex).
- **Parámetros financieros**
 - Periodo de proyección, tasa de inflación, tasa de descuento, descuento nominal.
 - Impuestos y tasa de seguros.
 - Valor de rescate.
 - Deuda, Costo de financiamiento, Financiamiento de construcción, Cuentas de reserva, Retornos y utilidades.

2.1.2. Bloque de Potencia

Como se mencionó en la sección anterior, el bloque de potencia cumple la función de transformar la energía térmica proveniente de la radiación solar en potencia eléctrica. El sistema que lleva a cabo este proceso es el bloque de potencia, el cual trabaja basado en un ciclo térmico. SAM entrega tres opciones de configuración: (1) Ciclo Rankine: el cual es el más común, (2) Brayton con CO_2 supercrítico: el cual se ha estado desarrollando en los últimos años, (3) Definido por el Usuario: El cual permite importar una tabla con parámetros como Temperatura de entrada de sales fundidas ($T_{htf_{in}}$), flujo másico de sales fundidas (m_{htf}), Temperatura ambiental (T_{amb}), Potencia del ciclo (W_{ciclo}), Calor de entrada (Q_{th}), Calor de rechazo en condensador (Q_{cond}), flujo másico de agua de condensación (m_{agua}), y con base en estos parámetros calcular el comportamiento del ciclo térmico en diferentes condiciones de operación por medio del método de regresión, el cual será explicado más adelante.

En este estudio se considerará la primera configuración, (1) Ciclo Rankine, donde SAM utiliza el estudio propuesto en [12], para modelar el comportamiento de una planta en diferentes condiciones de operación y al mismo tiempo facilitar el computo del rendimiento a lo largo de un año. A continuación, se presentará la configuración del Ciclo térmico utilizada como referencia para la modelación del estudio de Wagner, las consideraciones realizadas para modelar los componentes más importantes de ciclo y finalmente el método estadístico.

2.1.2.1. Configuración de Ciclo Térmico

La configuración del ciclo de potencia utilizada por SAM está basada en [12] la cual utiliza el bloque de potencia de la **Planta Solar II** como referencia. Esta planta consiste en tres turbinas de alta, media y baja presión con dos extracciones de vapor las cuales van dirigidas a dos estanques de alimentación de agua (FWT) uno de alta y otro de baja presión. Luego de la turbina se encuentra el **condensador el cual es del tipo húmedo con torre de evaporación**. Existen tres bombas las cuales aumentan la presión del agua condensada y dirigen el agua de alimentación al intercambiador de calor, el cual consta de tres partes: precalentador, evaporador y supercalentador donde se transfiere el calor desde las sales fundidas al agua y posterior vapor sobrecalentado del ciclo térmico, representado en Figura 20.

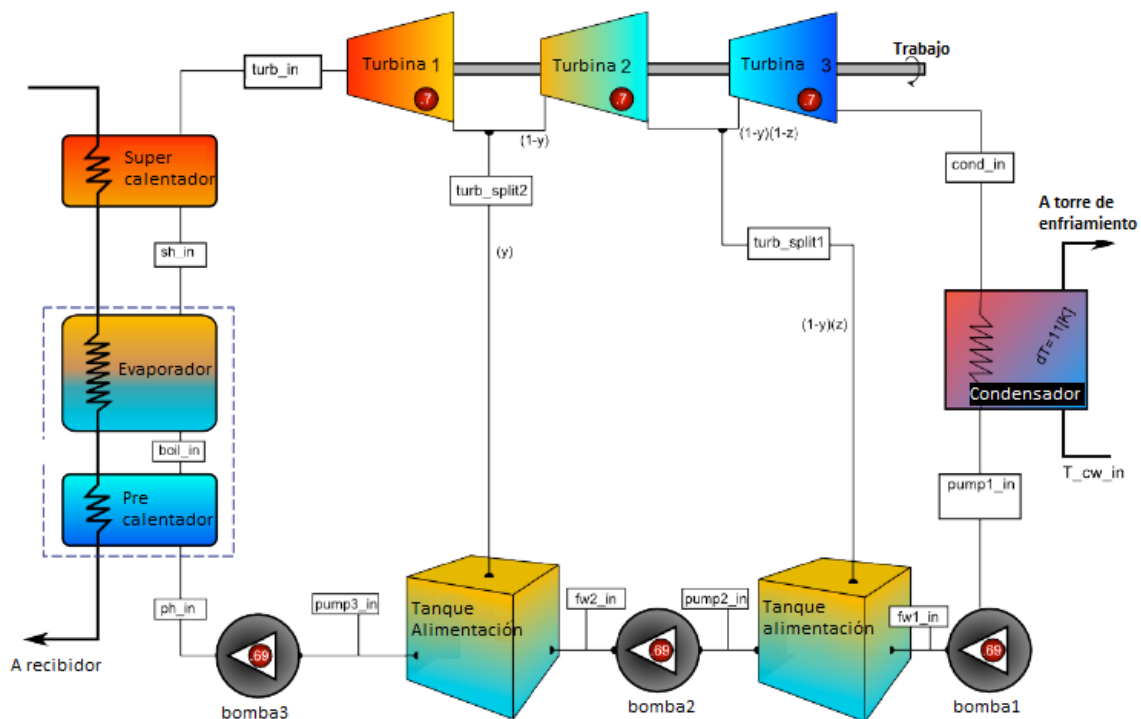


Figura 20 Configuración del Ciclo térmico utilizado por Wagner y basado en planta Solar II, [15].

Para términos generales, las variables más importantes a determinar del bloque de potencia como subsistema de la planta son:

- Flujos másicos (\dot{m}): Fluido de trabajo del ciclo, en el caso de Ciclo Rankine es Agua/Vapor. Fluido de Transferencia de calor HTF, en este caso serán sales fundidas y Fluido para condensación el cual puede ser agua o aire dependiendo del tipo de condensador.
- Conductancias térmicas de los intercambiadores de calor (UA): Para esta configuración son el condensador, precalentador, evaporador y supercalentador.
- Eficiencia del ciclo (η): Conversión de Calor de entrada a electricidad.
- Temperaturas de sales fundidas (T_{HTF}): Variación de las temperaturas de las sales fundidas en los intercambiadores de calor
- Presión en la entrada del condensador (P_{cond}): Presión en la entrada del condensador o en la salida de la turbina de baja presión.

Para determinar estas variables se utilizan los siguientes parámetros de diseño para comenzar a calcular los flujos de calor, flujos másicos, conductancias y demás variables y determinar el tamaño y requerimientos principales del bloque de potencia.

- W_{ciclo} Potencia de diseño
- $T_{turb\ in}$ Temperatura de entrada de turbina
- P_{boil} Presión de evaporador
- P_{cond} Presión de condensador
- HTF Tipo de sales fundidas
- T_{bs} o T_{bh} Temperatura ambiental

Para el detalle de la configuración y modelo de cada uno de los principales componentes del ciclo térmico véase anexo 7.1.

2.1.2.2. Método de Regresión para rendimiento del ciclo en fuera de diseño

El software **SAM** al ser de acceso abierto, “**Open Source**”, es posible acceder a los códigos fuente con los que el software fue diseñado. Esto es posible accediendo al repositorio de **GitHub** donde **NREL** ha subido el código y todos los archivos necesarios para construir el software en el computador del usuario interesado en aportar y modificar en el código fuente del software con el fin de aportar con nuevos modelos o aportar con posibles mejoras a los modelos ya construidos.

Dentro del condigo fuente, al acceder a el archivo **SSC** (Sam Simulation Core) es posible recorrer todos los archivos de código, los cuales se encuentran programados en lenguaje de programación C y C++ para las diferentes tecnologías modeladas en SAM. En este estudio, se utiliza los archivos correspondientes al bloque de potencia de una planta CSP de torre con sistemas de almacenamiento de sales fundidas que corresponde al archivo **sam_mw_type234.cpp** y del archivo **csp_solver_pc_Rankine_Indirect_224.cpp** los cuales contiene el código del diseño del bloque de potencia. Estos archivos del software utilizan la siguiente información para realizar los cálculos de rendimiento del bloque y de la planta CSP:

1. **Importación**: Se importa las tablas de propiedades del agua y sales fundidas.
2. **Definiciones variables iniciales**: Se definen las variables a utilizar como lo son los flujos másicos de vapor, los flujos másicos de sales fundidas, presiones, temperaturas.

3. **Definición de variables temporales:** Se definen las variables temporales, las condiciones de operación como plena operación, stand- by y planta fuera de operación y los indicadores de fracción de carga para operación fuera de carga nominal.
4. **Definición de coeficientes:** Se definen los coeficientes para el método de regresión.
5. **Método de regresión:** Se define la función **CycleMap_DSG³ (Yi,Xi,X)**, la cual corresponde a la función que calcula la potencia y la tasa de calor de entrada del ciclo en condiciones fuera de diseño utilizando el método de regresión.
6. **Obtención de resultados:** Se calcula el rendimiento del ciclo y de la planta a lo largo de un año en intervalos de una hora por medio de la configuración asignada, el método de regresión y la información climática de un año típico (TMY) de la ubicación seleccionada.

Método de Regresión

El método de regresión consiste en una ponderación estadística a partir del diseño de experimentos que caracteriza variables independientes y calcula el efecto que tiene el cambio de una de estas variables sobre el cambio de otra en el resultado final. A continuación, se explicará el método con base en los parámetros de bloque de potencia, esto está definido tanto en el **código de SAM** como en los estudios [12] y [8].

Se definen las variables independientes dentro de un vector X que corresponden a los parámetros del ciclo térmico que se ven afectados ante cambios en las condiciones de diseño las cuales son la temperatura de entrada de sales fundidas, el flujo másico de sales fundidas y la presión del condensador. Las que se expresan mediante la siguiente ecuación (76).

$$X_i = \begin{pmatrix} A = T_{htf,hot_{ND}} \\ B = P_{cond} \\ C = \dot{m}_{htf, ND} \end{pmatrix} \quad (9)$$

Estas variables son definidas en su forma adimensional (ND). Para el caso de la temperatura de sales fundidas a la entrada del intercambiador de calor del ciclo en su forma adimensional se determina como la razón entre la diferencia de temperatura entre la entrada de sales fundidas y la temperatura de saturación del vapor en el evaporador ya que esta diferencia determinara el flujo másico de vapor, la ecuación es (77) [12]:

$$T_{htf,hot_{ND}} = \frac{T_{htf,hot} - T_{v-sat,ref}}{T_{htf,hot,ref} - T_{v-sat,ref}} \quad (10)$$

Para el caso del flujo másico de las sales fundidas, su forma adimensional es la siguiente:

$$\dot{m}_{htf, ND} = \frac{\dot{m}_{htf}}{\dot{m}_{htf,ref}} \quad (11)$$

Finalmente, para el caso de la Presión del vapor en el condensador, esta no puede ser adimensional ya que su variación no tiene una correlación directa con la Potencia ni con la tasa de calor de entrada

³ DSG= Design simulation generator

al ciclo, por lo que sus unidades serán Pascales y no adimensionales como en el caso de las otras variables independientes.

Para el caso de las variables resultados, estas son definidas en el vector Y que contendrán a la potencia del ciclo y el flujo de calor de entrada, presentado a continuación:

$$Y_j = \begin{pmatrix} P_{ND} \\ Q_{ND} \end{pmatrix} \quad (12)$$

Tanto la potencia como la tasa de calor de entrada son calculados en su forma adimensional con la finalidad de poder determinar los coeficientes del ciclo en condiciones fuera de diseño.

Para obtener los resultados, se calcula la variación de las variables resultados, afectados por una de las variables independientes, este será el caso del **Efecto Principal**. Esto quiere decir que se calcula tanto la potencia como la tasa de calor para una variación de una de las variables independientes y las otras variables independientes se mantienen constantes. El efecto principal tiene la siguiente expresión.

$$EP = Y_j(X_i) - 1 \quad (13)$$

A continuación, se calculará la variación de las variables resultados, afectados por la interacción de 2 variables simultáneamente, esto corresponde a el **efecto de interacción** entre las variables independientes y tiene la siguiente expresión:

$$EI = Y_j(X_i, X_{i\pm 1}) \quad (14)$$

Este efecto también puede ser calculado para una de las variables independientes en interacción con las otras dos variables simultáneamente, efecto de interacción de segundo orden, como muestra la siguiente ecuación, sin embargo, se estima que esta interacción es muy baja para este caso por lo que se desprecia en los cálculos

$$EI_2 = Y_j(X_i, X_{j\pm 1}, X_{k\pm 1}) \quad (15)$$

Luego se calcula la variación de las variables resultado considerando ambos efectos, principal y de interacción, obteniéndose:

$$Y_j^* = EP * EI \quad (16)$$

Finalmente, se calcula cada una de las variables resultado considerando cada uno de los casos de variación.

$$P_{ND;tot} = \prod_j^{A,B,C} (Y_j^* + 1) \quad (17)$$

A continuación, la Tabla 2 con la relación entre las variables independientes y sus cálculos para la prueba de experimentación para el método de regresión utilizado por SAM.

Tabla 2 Definición de valores para elaborar el experimento necesario para método de regresión. (Elaboración propia)

	Simulación	$T_{htf,in}$	P_{cond}	\dot{m}_{htf}	Función
$T_{htf,in}$	1	~	0	+	$f(T, m^+)$
	2	~	0	0	$f(T)$
	3	~	0	-	$f(T, m^-)$
P_{cond}	4	+	~	0	$f(P, T^+)$
	5	0	~	0	$f(P)$
	6	-	~	0	$f(P, T^-)$
\dot{m}_{HTF}	7	0	+	~	$f(m, P^+)$
	8	0	0	~	$f(m)$
	9	0	-	~	$f(m, P^-)$
$\dot{m}_{htf}(T, P)$	10	-	-	~	$f(m, T^-, P^-)$
	11	-	+	~	$f(m, T^-, P^+)$
	12	+	+	~	$f(m, T^+, P^+)$
	13	+	-	~	$f(m, T^+, P^-)$

Donde:

- ~ = Variable a iterar paso por paso.
- + = Límite superior de la variable.
- - = Límite inferior de la variable.
- 0 = Valor de diseño de la variable.

Los valores de límites superiores, inferiores y de diseño específicos para este caso de estudio se pueden visualizar en anexo 7.1: Modelo para componentes del ciclo .

Se utiliza el flujo másico de sales fundidas debido a que es el parámetro principal en la regulación de cargas parciales en el ciclo térmico, debido a que la tasa de calor de entrada depende directamente del flujo másico de sales. Además, se utiliza esta configuración y no todas las combinaciones posibles de cálculo debido a que, para este caso, ciertas variables tienen influencia notoria con otras y otras tienen nula influencia y relación entre sí. Por ejemplo, se utiliza una variación de la presión del condensador y la interacción con la temperatura del vapor a la entrada de la turbina ya que esta tiene una influencia apreciable, sin embargo, no se calcula la variación entre la presión del condensador y el flujo de sales fundidas ya que estas, no tienen una gran influencia entre sí. Para más detalles, en anexo 7.2 se presenta un ejemplo. A continuación, en Tabla 3 el resumen del cálculo de cada efecto principal y de interacción para ambas variables resultado.

Tabla 3 Variables independientes y variables resultados con sus efectos principales e interacción correspondientes.
(Elaboración propia).

X_i	Y_i	EP	EI	Y_{ND_i}
$A = T_{htf,hot\ ND}$	$P_{ND_{tot}}$	P (A) -1	P (AC)	(P (A) -1)* P (AB)
$B = P_{cond}$		P (B) -1	P (BA)	(P (B) -1)* P(AC)
$C = \dot{m}_{htf_{ND}}$		P (C) -1	P (AC)	(P (C) -1)* P(BC)
$A = T_{htf,hot\ ND}$	$Q_{ND_{tot}}$	Q (A) -1	Q (AC)	(Q (A) -1)* Q(AB)
$B = P_{cond}$		Q (B) -1	Q (BA)	(Q (B) -1)* Q(AC)
$C = \dot{m}_{htf_{ND}}$		Q (C) -1	Q (AB)	(Q (C) -1)* Q(BC)

Donde X representan las variables de entrada, Y representan las variables de salida, EP representa los efectos principales, EI representan los efectos de interacción y Y_{ND} representa los resultados adimensionales de los efectos principales y de interacción.

Considerando el efecto de las tres variables se calcula la variable resultado total quedando:

$$P_{ND_{tot}} = (P_{ND}[A] + 1) * (P_{ND}[B] + 1) * (P_{ND}[C] + 1) \quad (18)$$

$$Q_{ND_{tot}} = (Q_{ND}[A] + 1) * (Q_{ND}[B] + 1) * (Q_{ND}[C] + 1) \quad (19)$$

Por medio de estas correlaciones finales SAM calcula las variables finales output del bloque de potencia en condiciones fuera de diseño:

$$P_{ciclo} = P_{ND_{tot}} * P_{ref} \quad (20)$$

$$T_{htf,cold} = \frac{T_{htf,hot} - Q_{ND_{tot}} * q_{ref}}{\dot{m}_{htf} * cp_{htf}} \quad (21)$$

$$n_{ciclo} = \frac{P_{ciclo}}{Q_{ND_{tot}} * q_{ref}} \quad (22)$$

Finalmente, a partir de lo observado en el código fuente del software SAM donde se presenta el modelo del método de regresión, parámetros usados y funciones utilizadas se determina que la configuración del ciclo térmico utilizado para el cálculo de la simulación es diferente al utilizado para determinar las correlaciones utilizadas para el método de regresión. Por un lado, se utiliza el estudio de Wagner et al el cual utiliza la Planta Solar II como referencia para realizar el método de regresión y obtener las correlaciones y luego, para calcular el rendimiento del ciclo térmico en la planta de CSP utiliza una configuración simplificada dada ausencia de tanques de alimentación (FWT) y turbina de media presión en el código. Se cree que esta simplificación es realizada con el fin de reducir los tiempos de cómputos y hacer una simulación más rápida. La configuración utilizada por SAM es representada en Figura 21.

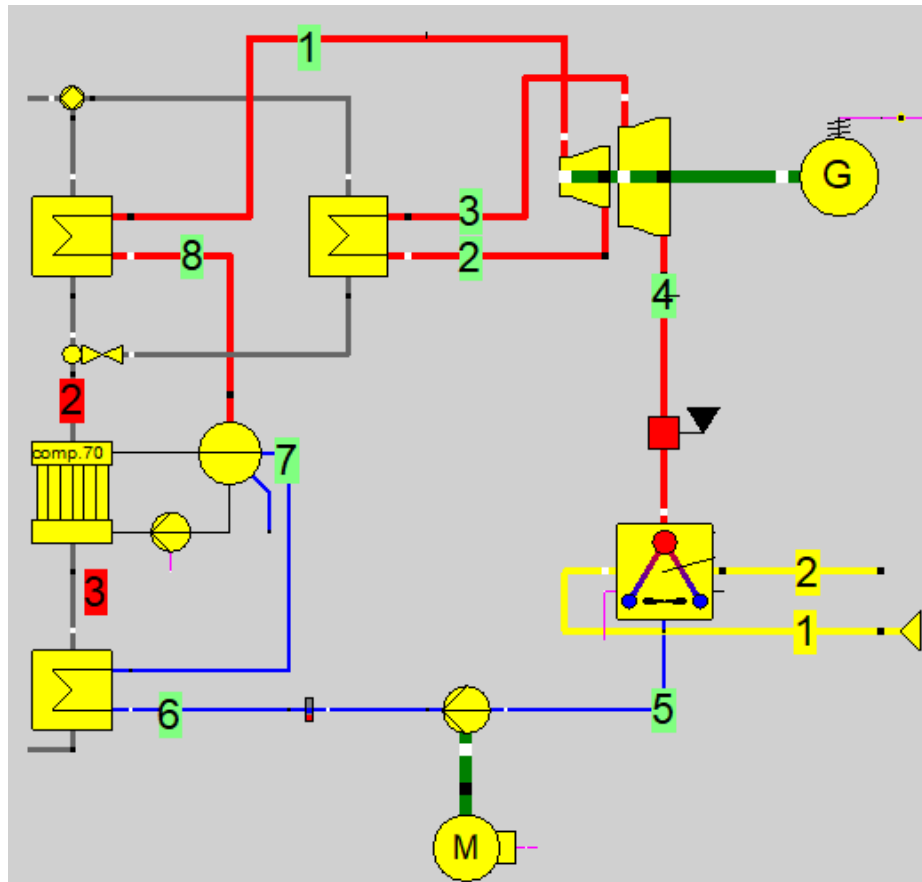


Figura 21 Configuración de ciclo térmico utilizado por el software SAM para diseñar el bloque de potencia, (Elaboración propia)

Esta configuración consiste en dos turbinas, una de alta presión y otra de baja presión, un condensador el cual puede ser del tipo húmedo, seco o híbrido, para los cuales se definen diferentes funciones en el código de SAM, y un intercambiador de calor que consta de evaporador, recalentador y supercalentador como se muestra en la siguiente figura.

2.1.3. Rendimiento de planta CSP anual.

Considerando la sección 2.1.1 y sección 2.1.2 es posible modelar y calcular el rendimiento de estos sistemas en condiciones de diseño y fuera de diseño. Sin embargo, este cálculo debe ser realizado de manera secuencial ya que cada sistema y subsistema de la planta solar interactúan entre sí. La secuencia es representada en la Figura 22.

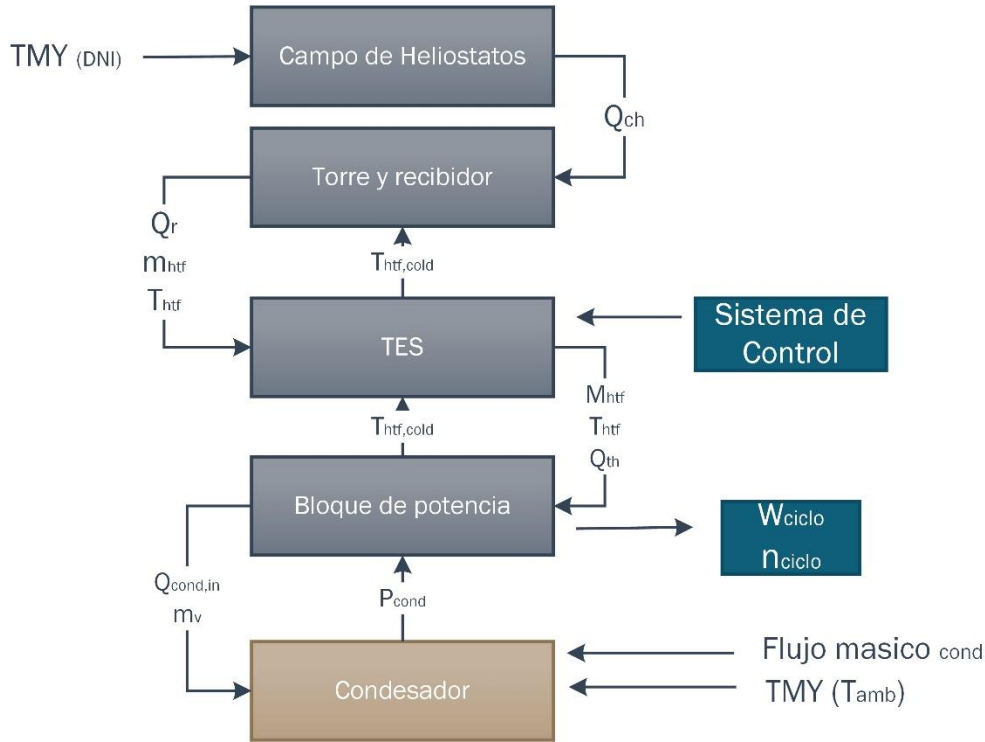


Figura 22 Diagrama de flujo del cálculo realizado por el software SAM para determinar el rendimiento de la planta CSP, (Elaboración propia).

Para calcular el rendimiento de la planta, se utiliza la ecuación (1) en el sentido opuesto para determinar la potencia generada a partir del calor dirigido desde el campo de heliostatos hacia el receptor para una condición climática determinada por los datos de la tabla de año típico meteorológico (TMY). Esto es calculado mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{CH} * n_{rec} * n_{CT} * n_{gen} = Q_{th} * n_{CT} * n_{gen} = P_{mec} * n_{gen} = P_e \quad (23)$$

De esta forma, el software SAM calcula el rendimiento de la planta CSP y el ciclo térmico de la misma para luego realizar los cálculos económicos y financieros para finalmente presentar los resultados globales y resultados más detallados del año simulado.

Finalmente, para las consideraciones económicas se utilizarán dos parámetros importantes: Costo nivelado de energía ecuación () y acuerdos de precio de compra (PPA) definido en ecuación ().

$$LCOE = \frac{-C_0 - \frac{\sum_{n=1}^N C_n}{(1+d)^n}}{\frac{\sum_{n=1}^N W_n}{(1+d)^n}} \quad (24)$$

Donde W_n es la electricidad generada en el año n , N es la cantidad de años a evaluar, C_0 Inversión, C_n Costo del proyecto en el año n , d es la tasa de descuento (real o nominal).

$$PPA = \frac{\frac{\sum_{n=1}^N R_n}{(1+d)^n}}{\frac{\sum_{n=1}^N W_n}{(1+d)^n}} \quad (25)$$

Donde W_n es la electricidad generada en el año n , R_n Retorno generado en el año n , N es la cantidad de años a evaluar, d es la tasa de descuento (real o nominal).

2.2. Modelos de Ciclo Rankine en condición fuera de diseño en la literatura

Con respecto a los estudios utilizados como referencia en este trabajo en relación con el bloque de potencia y los subsistemas que lo componen y que son afectados directamente por los efectos de las condiciones fuera de diseño de la planta CSP se encuentran los siguientes estudios:

Para el diseño del **bloque de potencia** de la planta el trabajo de Gilman et al [13], propone un cambio en la configuración del ciclo térmico para aumentar la temperatura de ingreso de vapor a la turbina por medio de un recalentador utilizando como referencia la planta Solar II la cual también utiliza SAM, se obtienen mayores eficiencias, pero no se analiza el ciclo térmico en condiciones fuera de diseño.

En Karakurt et al [14] se analiza el cambio de eficiencia isentrópica de una **turbina** de alta presión en carga parcial. El estudio demuestra que el rendimiento disminuye, tanto el de la turbina como el del bloque de potencia, sin embargo, este modelo no considera la interacción de otros subsistemas como el intercambiador de calor o el condensador del bloque de potencia, además también utiliza el método de la elipse de Stodola para modelar la turbina. Continuando con el análisis de la **turbina** el trabajo de [15] centra el análisis de la turbina para condiciones transientes para obtener tiempos de puesta en marcha más rápidos. El análisis se enfoca más en calcular el estrés térmico del material de las turbinas y evitar desgastes producto de puestas en marcha muy rápidas y no se enfoca en los cambios de eficiencia de la turbina producto de cambios de carga.

En Poullikkas et al [16] se realiza una comparación de dos tipos de **condensadores** generalmente utilizados en el bloque de potencia de plantas CSP de torre, se presenta una generalización de la pérdida de eficiencia del condensador producto de cambios en la temperatura ambiental donde se estima que para temperaturas superiores a 32°C el bloque de potencia experimentara reducción en la eficiencia del ciclo. Por otra parte, en el trabajo de [17] se presenta un análisis de rendimiento en diferentes condiciones ambientales variando la temperatura del bulbo seco con diferentes humedades

relativas y determinando la eficiencia del ciclo, sin embargo, el análisis es realizado para un ciclo Rankine orgánico.

En el trabajo de Hamilton et al [18], se desarrolla una **comparación** entre una planta solar CSP desarrollada en SAM y un modelo desarrollado en EES, en el cual se utilizó el método SSC [19] y el método de la elipse de Stodola [20] para determinar los cambios de eficiencia producto de cambios en el flujo másico de vapor en la turbina del ciclo de potencia, una comparación entre usar estos métodos y no usarlos es representada en la Figura 23. Con estas consideraciones se calcula el rendimiento del bloque a diferentes cargas y con diferentes métodos de control de presión del evaporador para compararlo con el modelo de SAM.

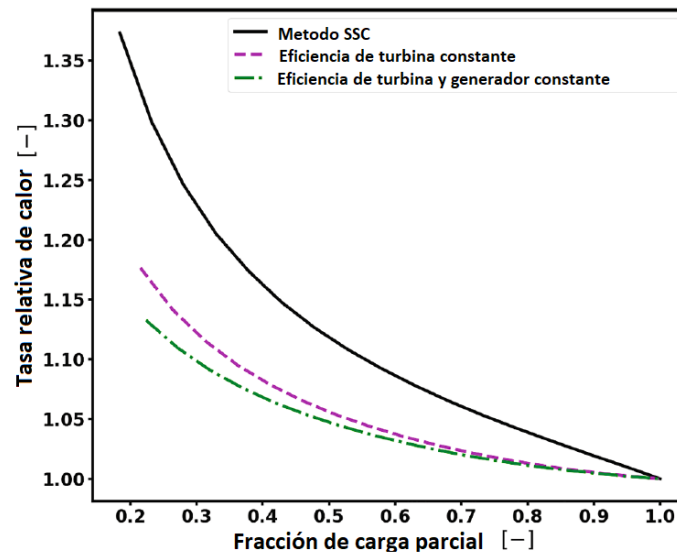


Figura 23 Tasa de calor de entrada relativa en función de la carga parcial del ciclo térmico para diferentes consideraciones [20].

En la Figura 23 se puede observar que la tasa de calor de entrada relativa aumenta al considerar el efecto que tiene sobre el generador y la turbina el cambio de carga del ciclo. En la línea verde, se muestra la tasa considerando la eficiencia de la turbina y el generador constantes, la línea morada muestra el efecto de considerar solo la eficiencia de la turbina y la línea negra considera el efecto que tiene la carga parcial del ciclo sobre la eficiencia de la turbina aplicando el método SSC. En otras palabras, la eficiencia del ciclo térmico disminuye al detallar la caída en la eficiencia de la turbina producto de cargas parciales.

Los resultados de la simulación para el caso en que se utilizó EES (E^c y E^s) y para el caso en que se utilizó SAM (R^c y R^s) en [18] son los siguientes:

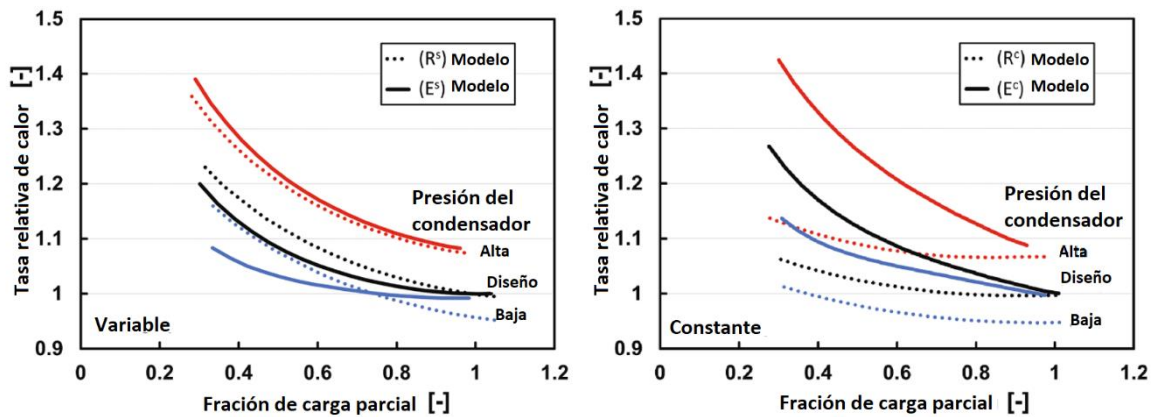


Figura 24 Comparación entre el modelo desarrollado en EES y el que utilizada SAM en función de la carga del ciclo térmico, para diferentes presiones de condensador utilizando el método de operación constante y variable [20].

En la Figura 2424, se observa la diferencia que existe entre el modelo desarrollado en EES y el modelo utilizado por SAM, donde se observa que la tasa relativa decrece en menor medida en el modelo desarrollado por SAM, es decir, el modelo en SAM subestima el efecto que tiene la carga parcial sobre la eficiencia del ciclo terminado. Resultando en una sobreestimación del rendimiento del ciclo al calcular la potencia generada anual.

En este mismo estudio se realiza la comparación del rendimiento anual de la planta utilizando estos dos métodos, donde se determinó un cambio en el factor de planta, una diferencia en la cantidad de puestas en marcha producto de un cambio en el tiempo en que la planta operaba a su mínima carga y el tiempo en que estaba fuera de servicio, lo cual es presentado en la Figura 2525 y es resumido en Tabla 4. Los cinco modelos utilizados corresponden a:

- C: Modelo de SAM con un despacho constante y cálculos por defecto.
- R^c : Modelo de SAM con un despacho optimizado, con el modelo de control de presión constante y con cálculos fuera de diseño entregados por el usuario.
- R^s : Modelo de SAM con un despacho optimizado, con el modelo de control de presión variable (Sliding pressure) y con cálculos fuera de diseño entregados por el usuario.
- E^c : Modelo realizado en EES por el usuario y utilizando el modelo de control de presión constante.
- E^s : Modelo realizado en EES por el usuario y utilizando el modelo de control de presión variable (Sliding pressure).

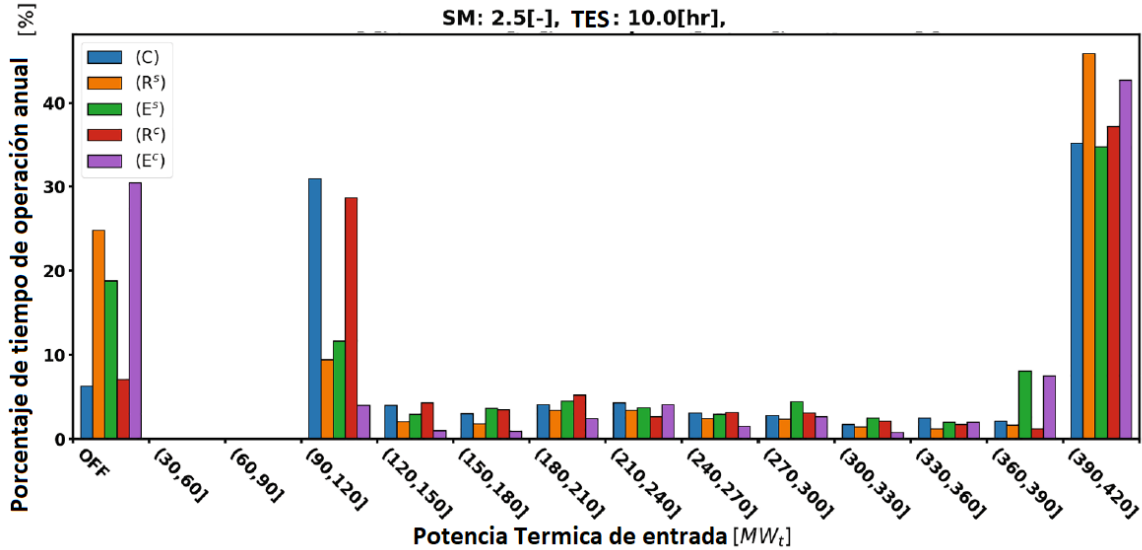


Figura 25 Fracción de tiempo de operación anual en función del calor de entrada al ciclo para los modelos en EES y SAM con diferentes métodos de control de presión de evaporador [20]

Tabla 4 Resultados de cálculo de planta CSP de torre por medio de los 5 modelos computacionales propuestos en [20].

Modelo	Factor de planta	Energía generada GWh/año	Puestas en marcha
C	55,8%	796,76	57
R_s	56,3%	804,32	139
E_s	58,2%	830,31	88
R_c	56,9%	812,89	46
E_c	57,7%	824,17	204

Donde el Modelo E_s es el más representativo a lo que se puede ver en una planta. Para el cálculo del factor de planta presente en la Tabla 4, se utilizó la siguiente ecuación;

$$\varepsilon = \frac{\text{Produccion anual GWh}}{\text{Produccion anual de diseño por 8760 hrs del año GWh}} \quad (26)$$

Otros trabajos se enfocan en optimizar y determinar estrategias de despacho de energía para reducir las pérdidas de energía producidas por periodos fuera de diseño durante el año de operación, estos tomaron diversos enfoques como [21] que utiliza 3 diferentes estrategias de despacho para luego comparar el rendimiento anual de planta calculada con el software SAM. En Guedéz et al [22] se realiza una optimización del despacho de energía del sistema de almacenamiento térmico para maximizar la producción en periodos Peak de producción donde se utiliza el software TRNSYS para diseñar los componentes del bloque de potencia y el método de Stodola para predecir los parámetros de la turbina en condiciones fuera de diseño, sin embargo, el modelo se limita al desarrollo de la estrategia y no al análisis de rendimiento del bloque de potencia en condiciones fuera de diseño. En

el estudio de [23] se diseña una planta CSP de torre y se calcula su rendimiento anual por medio del software TRNSYS, sin embargo, se propone una serie de estrategias de control de despacho para reducir los efectos de intermitencia del clima y la cantidad de puestas en marcha para asegurar una operación bajo condiciones nominales además de utilizar un fluido innovador en reemplazo a las Sales fundidas con el fin de obtener una temperatura más alta en el ciclo y por consecuencia una eficiencia más alta.

Además, existen diferentes **softwares** como IPSEpro, GATeCycle, Thermo Flow que son capaces de calcular los regímenes transientes del ciclo de potencia a lo largo de un año operación sin simplificar. SAM no utiliza estos métodos robustos ya que estos aumentarían el tiempo de cómputo para la simulación general de la planta Solar. Además, en [24] se utiliza el software IPSEpro para el modelar el ciclo de potencia de la planta diseñada en estudio.

Finalmente, se recomienda calcular el rendimiento del bloque de potencia y la planta CSP de torre con una fuente de datos climáticos (TMY) con paso de tiempo de 10 minutos [25], debido a que es posible cuantificar con mayor exactitud la eficiencia del ciclo térmico en condiciones transientes, es decir cuando pasa de un estado de operación a otro.

2.3. Simulador de Bloque de potencia en EBSILON

De la investigación realizada respecto a Ciclos Rankine para plantas CSP de torre en condiciones fuera de diseño se decidió utilizar el software EBSILON para modelar el ciclo Rankine en detalle debido a la posibilidad de modelar los componentes por separado y calcular su rendimiento en condiciones fuera de diseño, así como el rendimiento durante un rango de tiempo y pasos de tiempos determinados.

Este software fue diseñado por la empresa alemana STEAG GmbH, la cual ha estado activa en el campo de generación de energía por 75 años generando soluciones de ingeniería en áreas de generación de potencia eléctrica y térmica, así como servicios técnicos. Además, por 20 años ha desarrollado software para uso en la industria de la energía. Para temas de modelación el software cuenta con: una interfaz gráfica interactiva y por módulos, Kernel de cálculo potente y algoritmos de solución, librerías de componentes, librerías de fluidos y combustible, análisis de error inteligente y ayuda online, posibilidad de expansión por medio de módulos add-in (ej. Add-in de Excel), diseño de Macros definidas por usuario, herramienta de convergencias.

La principal forma de diseño en este software es agregar componentes los cuales se dividen en:

Componentes físicos: Se encuentran las turbinas, generadores de vapor, condensadores, intercambiadores de calor, torres de enfriamiento, filtros, bomba.

Componentes Lógicos: Se encuentran los controladores, transformadores de señal, módulos de cálculo, medidores de eficiencia entre otros.

El software cuenta con modelos detallados para evaporadores, modelos enfocados a componentes de generación térmica y eléctrica en base al sol el cual desarrollo junto a DLR (German Space Center),

modelos detallados de turbinas las cuales están ajustadas al rendimiento basado en información oficial de fabricantes como Siemens, Alstom, General Electric, Rolls Royce, MAN, Solar Turbine, Hitachi, Centrax.

Existe también la herramienta para validar la información de la planta diseñada permitiendo obtener el resultado estadísticamente más probable para una condición de planta particular. Además, tiene la opción de validar con VDI 2048 la cual describe la calidad del control sobre los parámetros del proceso. Aplicado a Reactores térmicos, el valor de confiabilidad estadística garantiza que el valor permitido es posible de cuantificar. Esta cuantificación permite mantener márgenes seguros de acuerdo con las autoridades [9] y [26].

3. Metodología

El objetivo principal de este trabajo es determinar los efectos que tienen las condiciones fuera de diseño del bloque de potencia en una planta CSP de torre. Las condiciones que más afectan a la operación del bloque de potencia de estas plantas es **la tasa de calor ingresada** Q_{th} , la cual es determinada por la energía térmica disponible y la temperatura ambiental T_{amb} , la cual afecta directamente al rendimiento del condensador del bloque de potencia. Como se ha mencionado en el Estado de Arte, para analizar estos efectos sobre la planta se utilizarán dos softwares SAM, para modelar la planta CSP de torre y EBSILON que permite modelar el Ciclo térmico de la planta con parámetros de diseño y determinar su rendimiento para su posterior evaluación en el modelo de la planta integrada en SAM. El objetivo de la metodología es diseñar y calcular la planta CSP de torre y el bloque de potencia para: (1) Condiciones fuera de diseño, (2) Un día representativo con pasos de 1 hora y 10 minutos. y (3) un año representativo con pasos de 1 hora y 10 minutos. Con base en lo anterior se plantean los siguientes pasos los que son representados en la Figura 26.

1. Diseñar bloque de potencia en software EBSILON:

Este paso consiste en dimensionar los principales componentes del bloque de potencia de tal forma que sean capaz de entregar la potencia de diseño seleccionada de 163 MW de potencia bruta. En este paso se espera calcular el rendimiento del ciclo en condiciones de diseño y luego calcular el rendimiento del ciclo en tres importantes condiciones fuera de diseño las que son: (1) Calcular la eficiencia del bloque de potencia para diferentes cargas, (2) Calcular la tasa de calor relativa de entrada en función de la carga para tres presiones de condensación de diseño diferentes, (3) Calcular rendimiento del bloque de potencia para diferentes métodos de control de presión del condensador.

2. Diseñar Planta CSP de torre y bloque de potencia en software SAM:

Este paso consiste en dimensionar el campo de heliostatos, la torre y receptor, el almacenamiento y el bloque de potencia con el fin de ser capaz de entregar la potencia de diseño de 163 MW bruta. Para ello se utiliza el software SAM y múltiples referencias que permitieron definir los parámetros de diseño.

3. Interpolación TMY para tres pasos de tiempos diferentes:

Este paso consiste en interpolar las variables climáticas para la ubicación seleccionada con el fin de generar pasos de tiempo más finos y realizar cálculos de rendimiento más representativos. Una vez obtenidos los datos para 30, 10 y 5 minutos se calcula el rendimiento anual de la planta para los cuatro pasos de tiempo. Luego se parametriza el rendimiento del ciclo térmico para dos casos importantes: (1) El rendimiento del ciclo de potencia y planta CSP con diferentes pasos de tiempo en TMY y (2) El rendimiento del ciclo de potencia para diferentes temperaturas ambientales de diseño.

4. Rendimiento diario y anual del ciclo térmico modelado en EBSILON:

En este paso se integra el bloque de potencia modelado en EBSILON a las variables de salida de la planta CSP diseñado en SAM para obtener el rendimiento diario y anual del bloque de potencia acoplado a la planta de CSP. En esta sección se calculó: (1) El rendimiento del bloque de potencia para un día con un paso de tiempo de 1 hora y 10 minutos respectivamente, y (2) El rendimiento del bloque de potencia para un año con pasos de tiempo de 1 hora.

5. Categorización y Visualización del rendimiento anual acumulado del ciclo térmico. Finalmente, en este paso se categorizó la potencia obtenida del ciclo térmico a lo largo de todo el año para determinar los porcentajes de tiempo en operación para diferentes cargas de potencia para los modelos desarrollados en SAM y el integrado con EBSILON.

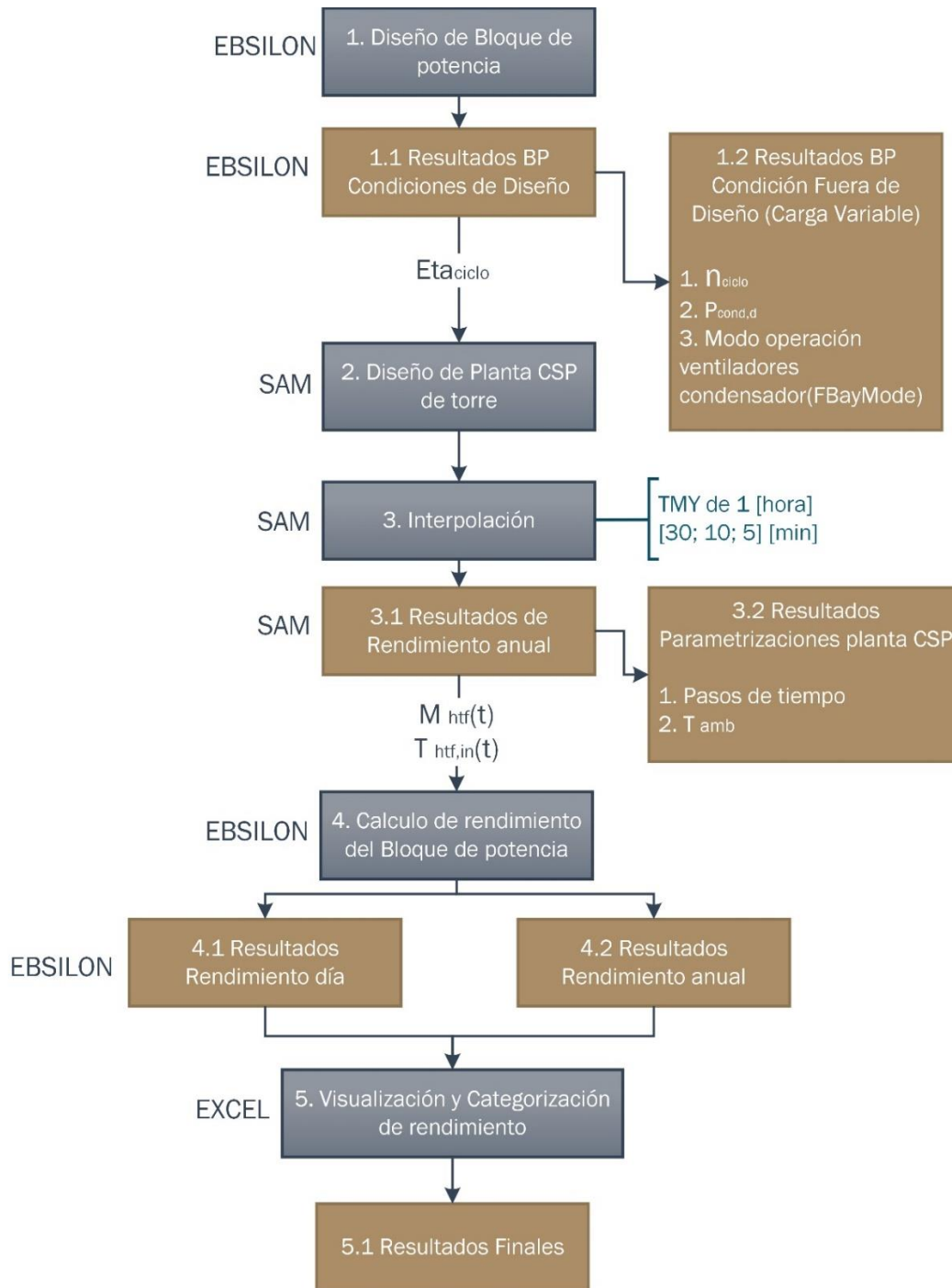


Figura 26 Diagrama de flujo de la metodología propuesta para completar los objetivos del presente trabajo.

3.1. Diseño de bloque de potencia en EBSILON

El diseño del bloque de potencia se realiza con base en la Figura 20 Configuración del Ciclo térmico utilizado por Wagner y basado en planta Solar II, [15]. que es la configuración utilizada por el software SAM para realizar los cálculos de rendimiento de la planta CSP de torre. El software EBSILON cuenta con una amplia biblioteca de componentes para diseñar diferentes configuraciones de Ciclo Rankine dependiendo de los requerimientos del usuario. A continuación, una lista de componentes utilizados para el diseño y una descripción de la configuración utilizada para la simulación presentes en tabla 5.

Tabla 5 Componentes físicos necesarios para el diseño del ciclo térmico en el software EBSILON, (véase anexo 7.2)

	Componentes	Número
Componentes Físicos	Turbina	Comp 6
	Generador	Comp 11
	Condensador tipo seco	Comp 127
	Bomba	Comp 8
	Motor	Comp 29
	Pre calentador	Comp 26
	Evaporador	Comp 70
	Supercalentador	Comp 26
	Recalentador	Comp 26
	válvula de flujo	Comp 14

Los componentes físicos representan a los elementos que interactúan de forma directa con los flujos y variables físicas involucradas en el proceso del ciclo térmico, dentro de los principales componentes se encuentra la turbina, el condensador, el intercambiador de calor y las bombas. Cabe destacar que para el modelo que utiliza el método de presión constante en el evaporador, incluye una válvula de flujo a la entrada de la turbina de alta presión, a diferencia del modelo que usa el método de presión variable.

Tabla 6 Lista de componentes lógicos utilizados en el diseño del ciclo térmico en software EBSILON. (véase anexo 7.3)

	Componentes	Número
Componentes lógicos	Controlador de flujo	Comp 80
	Medidor	Comp 46
	Medidor de condición de borde	Comp 1
	Medidor de eficiencia	Comp 32
	Controlador	Comp 39
	Diferencio metro (potencia)	Comp 30
	Sumador de potencia	Comp 31
	Separador de flujo	Comp 18
	Mezclador de flujo	Comp 3
	Sol	Comp 117

Los componentes lógicos representan a los elementos necesarios para medir las variables físicas dentro del modelo, ajustar algunas variables, realizar algunos balances energéticos necesarios para controlar entre otras funciones. Utilizando todos estos componentes se desarrolla la configuración del Ciclo térmico utilizando los parámetros en Tabla 7.

Tabla 7 Configuración de variables de diseño del bloque de potencia y condiciones de contorno.

Nombre	Variable	Valor	Unidad	Referencia
Presión de entrada de turbina	$P_{turb,in}$	100	bar	[12]
Diferencia de temperatura a la entrada de sh	ΔT_{sh}	50	°C	[12]
Temperatura de sales fundidas a la entrada BP	$T_{htf,in}$	560	°C	[12]
Temperatura de sales fundidas a la salida BP	$T_{htf,out}$	280	°C	[12]
Presión del condensador	P_{cond}	84	mbar	[12]
Temperatura ambiental (bulbo seco)	$T_{amb,bs}$	30	°C	[27]
Presión ambiental	P_{amb}	0,85	Bar	[27]

A continuación, la configuración de ciclo Rankine modelada para el método de presión constante (con válvula de flujo) y para el método de presión variable (sin válvula, para efectos de modelación, ya que en plantas si presenta válvula en posición abierta).

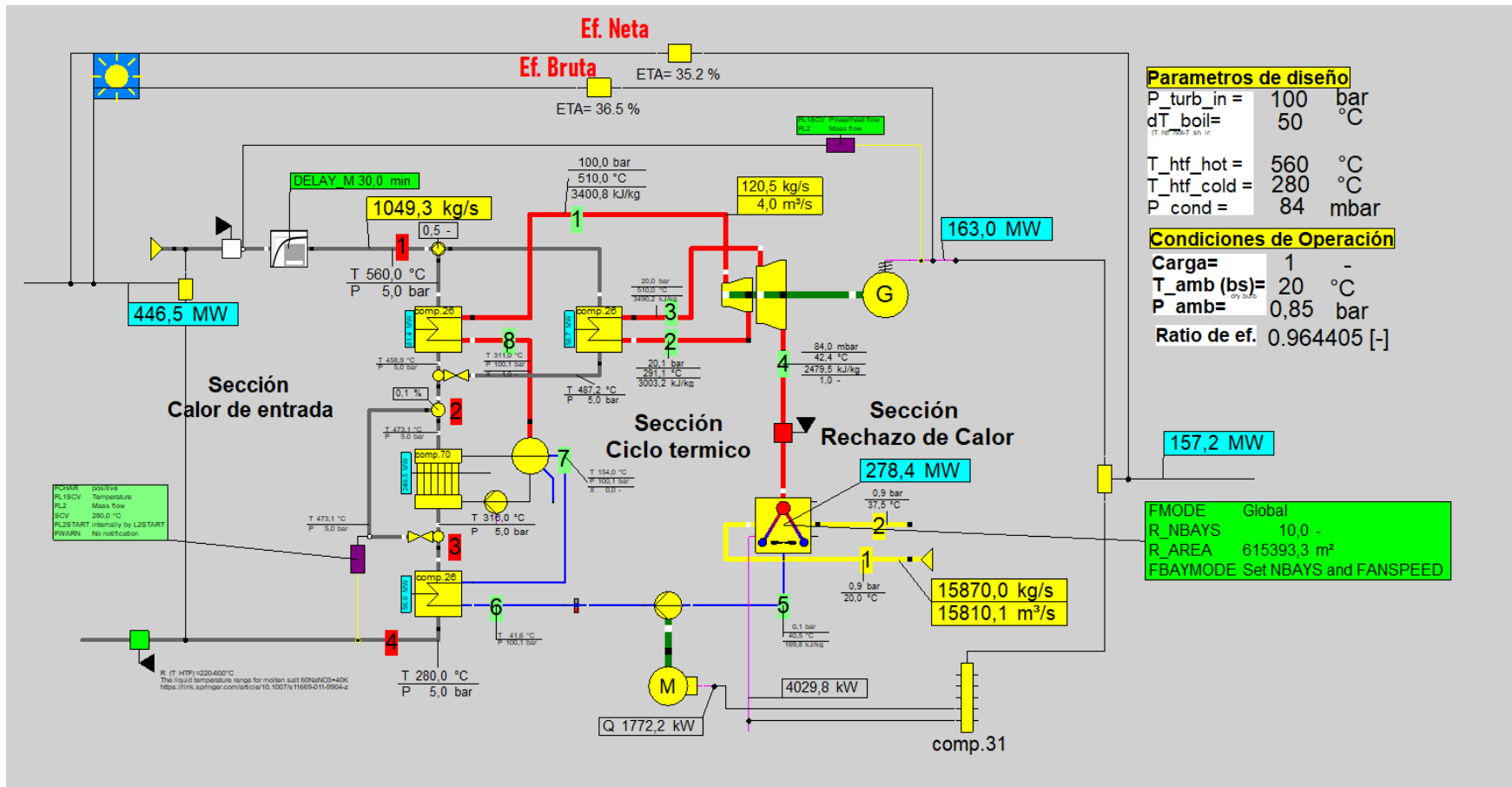


Figura 27 Interfaz del ciclo térmico en software EBSILON para el caso con método de control de presión variable en evaporador. (Elaboración propia)

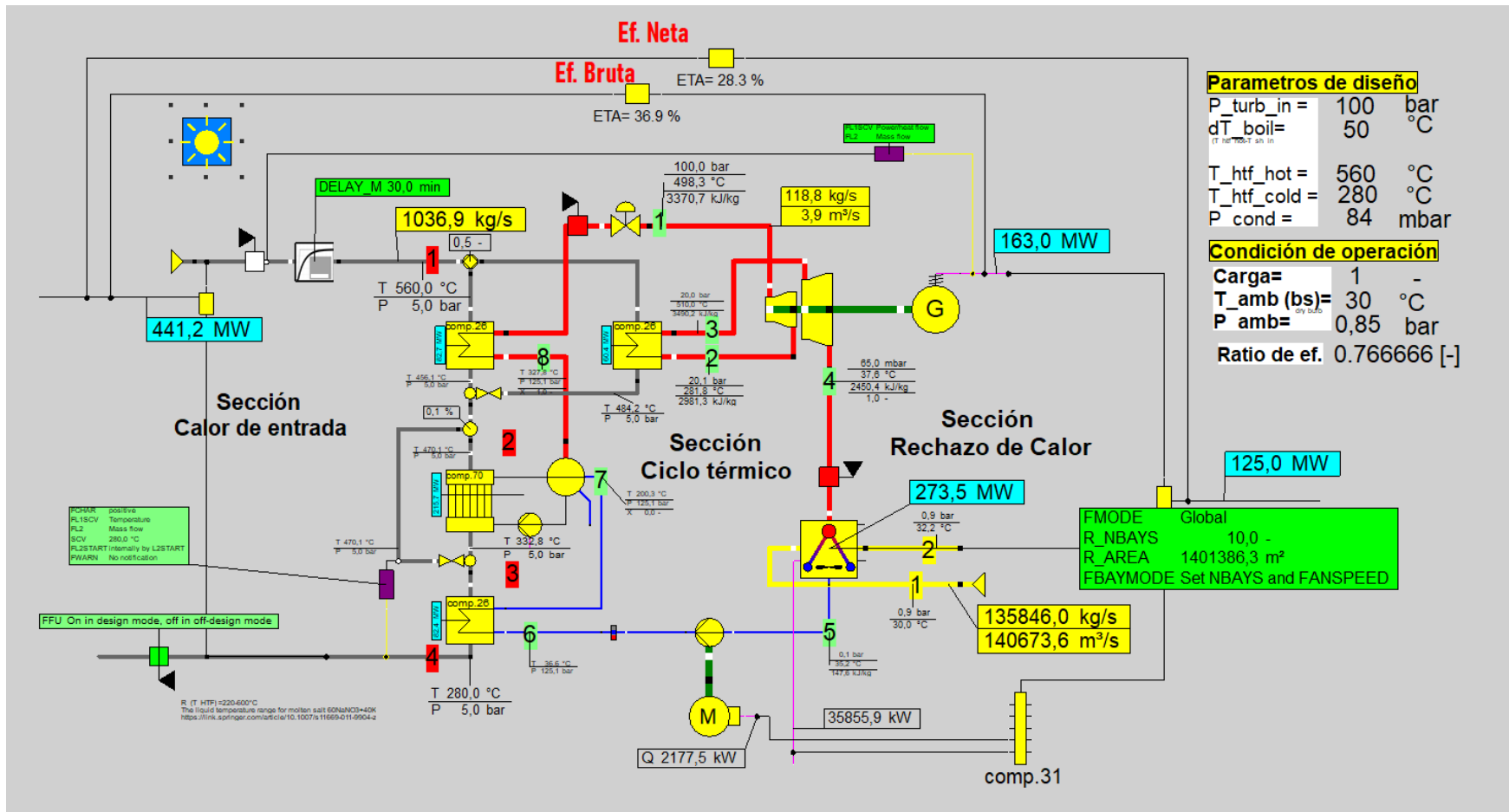


Figura 28 Interfaz del ciclo térmico en software EBSILON para el caso con método de control de presión constante en evaporador (Elaboración propia).

A continuación, se explica la configuración en condición de diseño y fuera de diseño de los componentes más importantes en el siguiente orden: (1) Turbina y generador, (2) Condensador de tipo seco, (3) Bomba, (4) Intercambiadores de calor: (ph, sh, rh) y (5) Evaporador.

3.1.1. Turbina y Generador

Turbina: Es representada en Figura 29 donde las líneas de conexión son: (1) Entrada de vapor, (2) Salida de vapor, (3) Primera extracción de vapor, (4) Segunda extracción de vapor, (5) Entrada del eje (cuando se conecta a otra turbina), (6) Salida del eje, (7) Entrada de control para conexión con componente lógico, (8) Otra salida de eje.

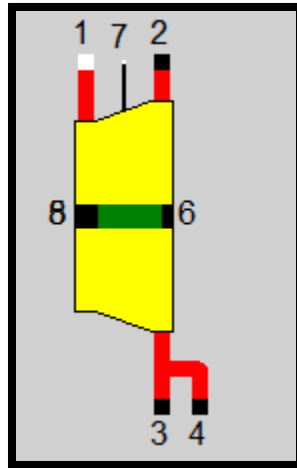


Figura 29 Representación de turbina como componente en el software EBSILON.

Diseño: Su función principal es convertir la eficiencia térmica/potencial del vapor en energía mecánica transferida al eje. Para este caso el fluido de trabajo será vapor, pero puede ser agua, gas u otro. Este componente representa una etapa de expansión. El cálculo de la turbina tiene dos objetivos: (1) Determinar las características del flujo, el que describe la relación entre el rendimiento y la presión de entrada y (2) la potencia de salida de la turbina.

Características de la presión y Flujo: La presión de entrada como función del flujo másico es determinado mediante **la ley de elipse de Stodola**. El que define el coeficiente de flujo en la entrada

$$c = \frac{m}{\sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} \quad (27)$$

Para el diseño, el coeficiente de flujo puede ser determinado por dos métodos: (1) Donde la presión de entrada p_1 es asignada mediante el parámetro asignado por el usuario o (2) Donde la presión de entrada p_1 es definida por un componente exterior.

La presión de salida p_2 de la turbina siempre será definida por un componente exterior. Este puede ser la siguiente etapa de expansión, condensador o una entrada directa de presión. A continuación, la configuración utilizada para el diseño es: (1) Se utiliza la Ley de Stodola para calcular la presión

presión de entrada de la turbina, (2) La presión de entrada es 100 bar para la turbina alta presión y 20 bar para la turbina de baja presión, (3) La Eficiencia isentrópica nominal es de 88%, (4) La eficiencia mecánica es de 98%. Y (5) El tipo de caracterización (Fuera de Diseño) es función de flujo másico $f(M1/M1N)$ donde se usaron valores basados en referencia [12] y el código interno de SAM (SSC).

Fuera de Diseño (Carga Parcial): Para cargas parciales el cálculo de $p1$ se realiza en función al flujo másico, la presión de salida y el volumen específico con base en la ley de Stodola.

$$\left(\frac{M_1}{M_{1N}}\right)^2 = \frac{(P_1^2 - P_2^2)}{(P_{1N}^2 - P_{2N}^2)} * \frac{(P_{1N} * V_{1N})}{(P_1 * V_1)} \quad (28)$$

Donde el subíndice N, corresponde a las variables nominales obtenidas del caso de carga nominal o de diseño.

Para la curva característica de la eficiencia isentrópica de la turbina, se utiliza la ecuación presentada en [28] donde la eficiencia isentrópica queda en función de la razón entre el flujo másico y el flujo másico de referencia calculado en condiciones de diseño.

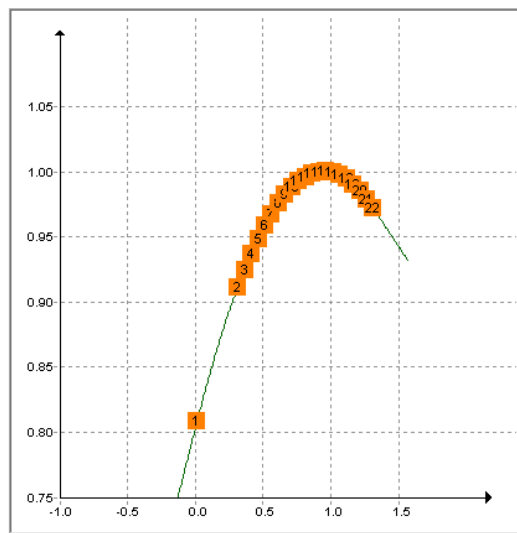


Figura 30 Curva característica de eficiencia isentrópica de turbina en condiciones fuera de diseño, (Manual EBSILON).

Finalmente, para el cálculo de la potencia, se utiliza un modelo de eficiencia isentrópica para calcular la caída en la entalpía durante a la expansión.

$$P_t = (m_1 * (h_1 - h_{2s}) * n_s) * n_{mec} \quad (29)$$

Donde P_t es la potencia de la turbina, m_1 el flujo másico de vapor, h_1 la entalpía de entrada, h_{2s} la entalpía isentrópica de salida, n_s la eficiencia isentrópica, n_{mec} la eficiencia mecánica de la turbina.

Generador: Es representada en Figura 38 donde las líneas de conexión son: (1) Potencia de ingreso desde el eje, (2) Potencia eléctrica de salida a la red, (3) Línea lógica, para controlar variables como frecuencia, voltaje, eficiencia.

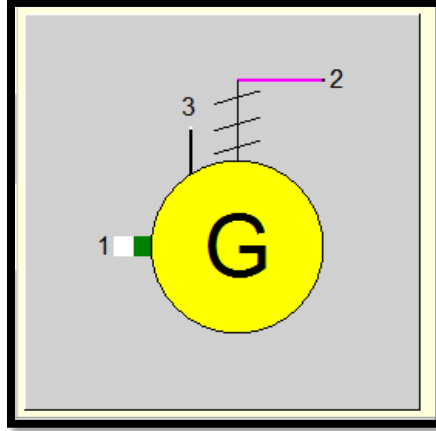


Figura 31 Representación de generador como componente en el software EBSILON.

Diseño: En condición de diseño, la eficiencia y la frecuencia de giro del eje deben ser especificada. La potencia final es calculada con base en la siguiente ecuación.

$$W_{ele} = W_{ciclo} * n_g * f_1 \left(\frac{Qx}{QxN} \right) * f_2 \left(\frac{Qx}{QxN} \right) * f_3 \left(\frac{Qx}{QxN} \right) \quad (30)$$

Donde W_{ele} es la potencia eléctrica del ciclo, W_{ciclo} es la potencia bruta del ciclo, n_g la eficiencia del generador, f_1, f_2, f_3 son funciones para caracterizar la eficiencia en condiciones fuera de diseño. Para este trabajo se utilizó una eficiencia del generador de $n_g = 98 \%$.

Fuera de diseño: Para condiciones fuera de diseño donde la carga es diferente a la carga nominal, los factores f_1, f_2, f_3 dependen del radio entre la carga y la carga nominal del ciclo. Estas funciones están basadas en tres líneas características del rendimiento que dependen de esta variación y son calculadas basados:

- COSPHI Un valor de Coseno-phi característico
- H2P Una H2-presión característica
- GENF Una Frecuencia característica

Finalmente, como se utiliza la opción del generador más simple, el cambio en la eficiencia del generador es relativamente bajo.

3.1.2. Condensador de tipo seco

Es representada en Figura 37 donde las líneas de conexión son: (1) Entrada de aire, (2) Salida de aire. (3) Entrada de vapor, (4) Salida de condensado, (5) Potencia del ventilador, (6) Estado del aire después del ventilador, (7) Entrada Control.

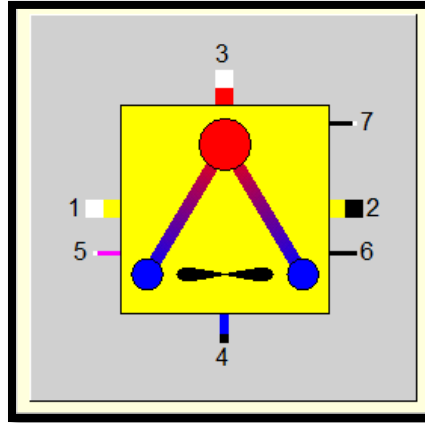


Figura 32 Representación de condensador de tipo seco como componente en el software EBSILON.

Diseño: Este componente representa un condensador de tipo seco. Presenta dos modos, una que actúa como condensador y otro que actúa como enfriador de fluidos. Este consiste en una celda con marco en forma de “A” en donde se encuentran módulos arreglados en filas paralelas. Para el diseño, existen dos formas de calcular el tamaño del condensador. (a1) fijar el número de ventiladores para determinar el tamaño de estos que permitan rechazar el calor del ciclo, o (a2) fijar el tamaño de los ventiladores y determinar el número de estos. Además, para el tamaño del módulo, se puede escoger entre dos métodos de cálculo de transferencia de calor, (b1) Calcular el área de transferencia de calor mediante un valor asignado de coeficiente total de transferencia de calor “K”, (b2) Calcular el área de transferencia de calor mediante un valor asignado de área de transferencia “A”.

Para este caso, se fijó un número de 10 ventiladores activos y el cálculo de transferencia de calor a través del coeficiente de transferencia de calor total “K” el cual fue asignado. Por lo que la incógnita a calcular es el área de transferencia.

Para el caso de la línea de aire, la caída de presión al pasar por el ventilador puede ser asignada arbitrariamente o calculada por medio de la combinación de datos de entrada de: (1) la potencia del ventilador (FANPOWER), (2) La eficiencia del ventilador (FANEFF), y (3) la eficiencia del motor (MOTORREFF) por medio de la siguiente expresión.

$$P_v = \frac{m_L}{\rho_L} * \Delta p_1 * \frac{1}{n_v} * \frac{1}{n_m} \quad (31)$$

Donde P_v es la potencia del ventilador, m_L es el flujo de aire, ρ_L es la densidad del aire, Δp la caída de presión del aire, n_v la eficiencia del ventilador, n_m la eficiencia del motor. Para este caso se asignó una caída de presión arbitraria obtenida de los valores del código de SAM.

La configuración utilizada es: (1) El modo de flujo de aire T4-T2: Se especifica la diferencia de temperatura entre la salida del agua y la salida del flujo de aire, (2) Se especifica el coeficiente de transferencia de calor, (3) Se especifica la diferencia de presión del aire al circular por el ventilador, (3) Se utiliza el valor de velocidad del ventilador, (4) Se especifica la caída de presión de la entrada de vapor y la red tubos en el condensador.

Al condensador se le asignan los siguientes parámetros de diseño: $P_{amb} = 0,85 \text{ bar}$, $T_{amb} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T_{2,4} = 3^\circ\text{C}$, $P_{cond} = 84 \text{ mbar}$, $N_{bay} = 10$, $\Delta p_1 = 0,002 \text{ bar}$, $K = 50 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$. Fuentes: [12] [29][27] [30].

Donde P_{amb} es la presión ambiental, T_{amb} es la temperatura ambiental, $\Delta T_{2,4}$ es la diferencia de temperatura, P_{cond} es la presión en el condensador, N_{bay} es el número de ventiladores activos, Δp_1 es la diferencia de presión del aire en el ventilador, K es el coeficiente de transferencia de calor total.

El valor del coeficiente de transferencia total es obtenido de los valores por defecto del software EBSILON y es corroborado como valor dentro del rango de valores representativos presentado en [30] y como se ve en Tabla 8.

Tabla 8 Valores representativos de coeficientes de transferencia de calor total [35].

Combinación de Fluidos	U W/m ² K
Agua con agua	850-1700
Agua con aceite	110-350
Vapor condensado con agua en tubo	1000-6000
Amoniaco condensado con agua en tubo	800-1400
Alcohol condensado con agua en tubo	250-700
Agua con aire en contra flujo	25-50

Fuera de diseño: El rendimiento del condensador es función de tres principales variables: (1) Número de ventiladores activos, (2) Velocidad del ventilador, (3) El flujo de vapor.

Estas variables influyen directamente a la presión del Condensador. Para realizar el cálculo del rendimiento, existe la posibilidad de asignar el valor de número de ventiladores activos y la velocidad de los ventiladores de forma arbitraria o se puede asignar diferentes modos de operación de tal modo que el condensador alcance la presión de condensación más cercana posible a la presión de diseño en condiciones fuera de diseño. EBSILON cuenta con tres métodos para este caso, (1) asignar manualmente los valores: número de ventiladores activos y velocidad de ventiladores, (2) la velocidad de los ventiladores y la presión de condensación objetivo son asignadas de tal modo que se calcula la cantidad de ventiladores activos para alcanzar los requerimientos, (3) el número de ventiladores activos y la presión de condensación objetivos son asignadas de tal modo que se calcula la velocidad de ventiladores para alcanzar los requerimientos. Para este caso se utilizó el método (1) y (2) y será analizado en una de las secciones de resultados.

Finalmente, el resumen de la configuración del condensador en condiciones fuera de Diseño: (1) Se especifica la mínima presión permitida en el Condensador, luego (2) Se especifica el modo del ventilador en Flujo volumétrico proporcional a la velocidad del ventilador, (3) Se especifica el modo de operación del Condensador: Tanto el modo (a1) número de ventiladores activos y velocidad de ventilador, como el modo (a2) donde se busca el balance entre la velocidad del ventilador y la presión del Condensador objetiva la cual fue definida con valor igual a la presión de condensación de diseño que es 84mbar.

3.1.3. Bomba y Motor

Bomba : Representado en Figura 33, sus líneas de, sus líneas de conexión son: (1) Agua Entrada, (2) Agua salida, (3) Potencia de entrada del eje, (4) Control de eficiencia, (5) Salida de agua en caso de recirculación, (6) Potencia de salida del eje.

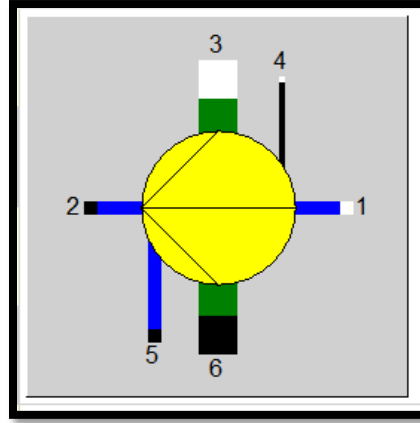


Figura 33 Representación de bomba como componente en el software EBSILON.

Diseño: Se utiliza la configuración simple, en la cual el componente espera recibir valores de flujo y presión por parte del ciclo térmico, los cuales vienen dados a la salida del condensador. La eficiencia isentrópica utilizada es $n_b = 75\%$.

Fuera de diseño: El método de caracterización de la curva de eficiencia viene dado en función del flujo volumétrico graficado en Figura 41. Los parámetros utilizados son: (1) Flujo másico y presión dados, (2) Curva característica para eficiencia isentrópica: La cual es especificada mediante la función presentada en [28].

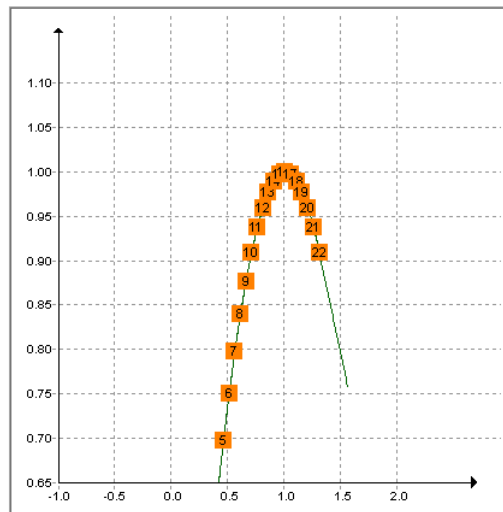


Figura 34 Curva característica de eficiencia isentrópica de bomba en condiciones fuera de diseño, (Manual EBSILON).

Motor: Representado en Figura 42 sus líneas de conexión del componente: (1) Potencia eléctrica, (2) Potencia del eje, (3) línea lógica para la eficiencia.

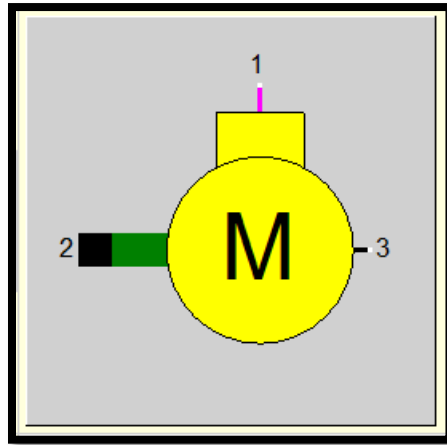


Figura 35 Representación de motor como componente en el software EBSILON.

En términos generales la potencia eléctrica necesaria para activar el motor es determinada a través del requerimiento de la bomba. Este depende del flujo y la presión que exista en la bomba y serán transmitidas al motor a través del eje.

Para el diseño las principales variables especificadas fueron la eficiencia eléctrica y mecánica y el método de no deslizamiento en el motor síncrono.

3.1.4. Intercambiadores de calor

Pre calentador: Representado en Figura 36, donde sus líneas de conexión son: (1) Entrada de fluido de ciclo térmico, (2) Salida de fluido de ciclo térmico, (3) Entrada de fluido HTF, (4) Salida de fluido HTF, (5) Entrada de control.

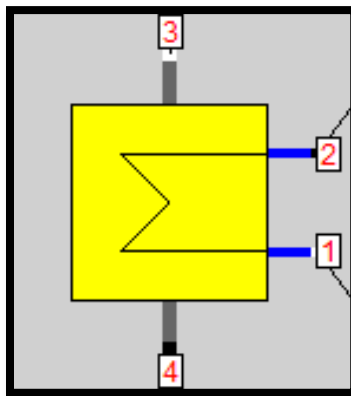


Figura 36 Representación de intercambiador de calor (pre calentador o economizador) como componente en el software EBSILON.

Diseño: Los parámetros principales de diseño utilizados para este componente son los siguientes: (1) El tipo de intercambiador de calor: Economizador = Precalentador, (2) El método de cálculo usado fue temperatura caliente de ambos fluidos y temperatura fría del fluido caliente, siendo definidos las temperaturas: $T_{htf,in} = 560 [^{\circ}C]$, $T_{htf,out} = 280 [^{\circ}C]$, $T_{ph,in} = salida\ de\ bomba$, (4) La dirección del flujo usada fue contra flujo, (5) Las caídas de presión de ambos flujos fueron especificadas.

Para este caso, el intercambiador de calor opera bajo el principio de flujo de contra corriente. Donde por un lado se tiene el fluido en este caso el agua con entrada (1) y salida (2) y el fluido caliente, en este caso sales fundidas con entrada (3) y salida (4) como se muestra en Figura 37.

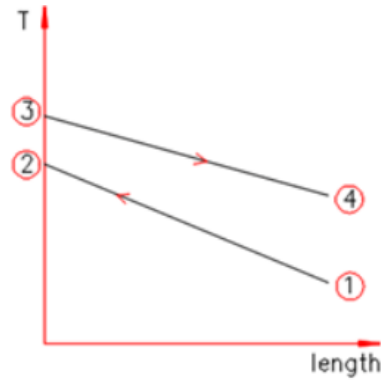


Figura 37 Temperaturas de los flujos a lo largo del intercambiador de calor de flujo cruzado [35].

De esta forma el intercambiador de calor para el caso de diferencia de temperaturas superior es modelado mediante las siguientes ecuaciones:

$$\Delta TLO = T_4 - T_1 \quad (32)$$

$$\Delta TUP = T_3 - T_2 \quad (33)$$

$$LMTD = \frac{\Delta TUP - \Delta TLO}{\ln\left(\frac{\Delta TUP}{\Delta TLO}\right)} \quad (34)$$

$$KAN = \frac{\Delta Q}{LMTD} \quad (35)$$

Considerando balances de energía, flujos másicos conservativos y funciones de interpolación para determinar entalpías, temperaturas y presiones en las salidas.

Fuera de diseño: El rendimiento del intercambiador de calor es calculado a través de las curvas características de las líneas de flujo del intercambiador de calor las que se encuentran en función del flujo normalizado correspondiente:

$$FK_1 = \frac{kA}{kA_{ref}} = f\left(\frac{m_{agua}}{m_{agua,ref}}\right) \quad (36)$$

$$FK_2 = \frac{kA}{kA_{ref}} = f\left(\frac{m_{htf}}{m_{htf,ref}}\right) \quad (37)$$

$$KA = KA_{ref} * FK_1 * FK_2 \quad (38)$$

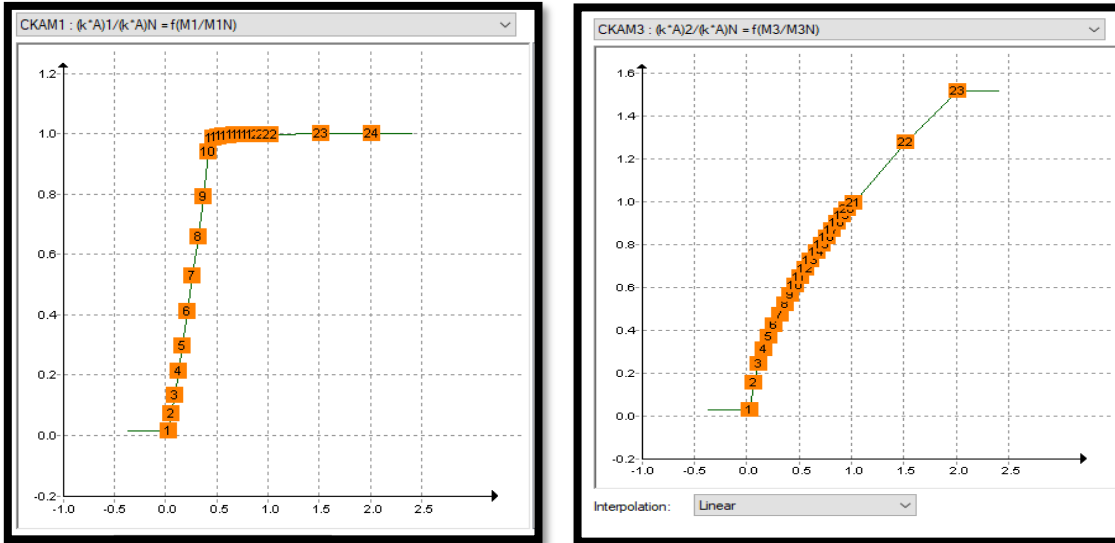


Figura 38 Curvas característica de capacitancia de intercambiador de calor para ambos flujos. M1: vapor, M3: Sales fundidas. (Manual EBSILON).

Donde el software EBSILON presenta la siguiente curva característica las cuales fueron obtenidas luego de calcular un intercambiador de calor en diferentes condiciones de operación.

Supercalentador y recalentador: Representado en Figura 39, sus líneas de conexión son: (1) Entrada de fluido de ciclo térmico, (2) Salida de fluido de ciclo térmico, (3) Entrada de fluido HTF, (4) Salida de fluido HTF, (5) Entrada de control.

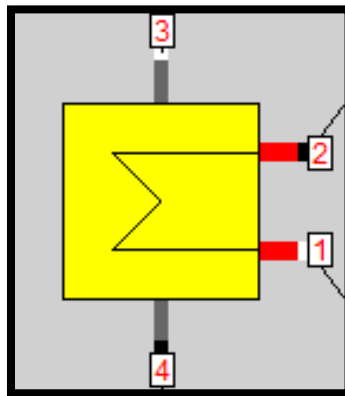


Figura 39 Representación de intercambiador de calor (supercalentador o recalentador) como componente en el software EBSILON.

Para el supercalentador y recalentador, se utilizó el mismo componente que para el caso del precalentador, con la diferencia en el estado gaseoso del agua y algunas configuraciones particulares en el método de cálculo.

Diseño: Los parámetros principales de diseño utilizados para este componente son: (1) El tipo de Intercambiador de calor: Supercalentador para ambos casos, (2) El método de cálculo: Diferencia de temperatura superior especificada. $\Delta T = T_{htf,in} - T_{tutb,in} = 50^{\circ}C$, (3) La dirección del flujo usada fue contra flujo y (4) Las caídas de presión de ambos flujos especificadas.

Fuera de diseño: Las consideraciones para las condiciones fuera de diseños fueron las mismas que las utilizadas para el precalentador utilizando las mismas curvas características para la tasa de transferencia de calor.

3.1.5. Evaporador

Representado en Figura 47, sus líneas de conexión son: (1) Entrada de agua, (2) Salida de vapor Saturado, (3) Entrada de Fluido de aporte de Calor, (4) Salida de Fluido de aporte de Calor, (5) Drenaje.

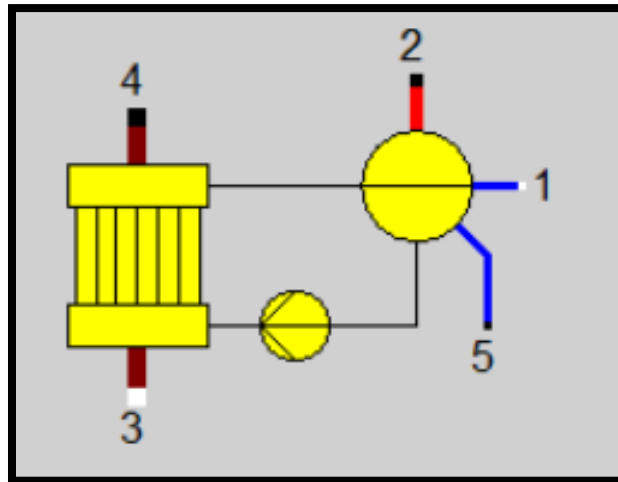


Figura 40 Representación de evaporador como componente en el software EBSILON.

Diseño: Los parámetros de diseño utilizados fueron los siguientes: (1) El método de diseño: Pinch point⁴ especificado de 5 K, (2) La temperatura de entrada (ATD) especificada de 10 K, (3) Circulación forzada, (4) Las caídas de presión despreciadas, (5) El coeficiente de transferencia de calor para las líneas de vapor y sales fundidas especificados $10.000 \frac{W}{m^2 K}$ y $50 \frac{W}{m^2 K}$. fuente: [30] [29].

El cálculo del rendimiento del evaporador consiste en utilizar el pinch point para determinar los flujos de calor del intercambiador de calor de igual forma que para los otros intercambiadores con la consideración del flujo extra dirigido al drenaje en línea (5).

⁴ Pinch Point: Corresponde a la diferencia de temperatura entre la salida del flujo caliente y la salida del flujo frío.

$$Q_{eva} = m_2 * h_2 - m_1 * h_1 + m_5 * h_5 - Q_{PUM} \quad (39)$$

$$KAN = \frac{DQ}{LMTD} \quad (40)$$

$$KAN * LMTD = m_8 * h_8 - m_7 * h_7 \quad (41)$$

$$KAN * LMTD = (m_3 * h_3 - m_4 * h_4) * (1 - DQ_{LR}) \quad (42)$$

Fuera de Diseño: Este componente utiliza una corrección del coeficiente de transferencia de calor total para calcular el flujo de calor en condiciones fuera de diseño, esta corrección está basado en las siguientes ecuaciones.

$$TM_{3,4} = \frac{T_3 + T_4}{2} \quad (43)$$

$$FK2 = (1 - 0.0005 * (TM_{34N} - T_{34N})) * \left(\frac{M3}{M3N}\right)^{EX34} \quad (44)$$

Donde *EX34* corresponde al exponente de flujo másico del coeficiente de transferencia de calor de la línea de fluido caliente *AL34* relacionado por la siguiente expresión:

$$AL34 = AL34N * \left(\frac{M3}{M3N}\right)^{EX34} * (1 - 0.0005 * (TM_{3,4N} - TM34)) \quad (45)$$

Coefficiente de transferencia de calor de la línea del lado caliente.

$$KN = \frac{1}{AL34N} \quad (46)$$

$$K = \frac{1}{AL34N * FK2} \quad (47)$$

$$KA = KAN * \frac{K}{KN} \quad (48)$$

$$LMTD = \frac{DTUP - DTLO}{\ln\left(\frac{DTUP}{DTLO}\right)} \quad (49)$$

Finalmente se obtiene el flujo de calor del evaporador.

$$Q_{Eva} = KA * LMTD \quad (50)$$

3.1.6. Ciclo térmico en condición de diseño

Una vez diseñado todos los componentes, se utiliza un controlador el cual tiene como función realizar un ajuste entre el flujo másico de sales fundidas y la potencia brutal del ciclo térmico. Este componente, representado en Figura 48, fue configurado con base en los siguientes parámetros: (1) Tipo de proceso: Potencia/ Flujo másico, (2) Variable controlada: Flujo másico de sales fundidas en línea (2), (3) Variable de diseño: Potencia bruta del ciclo en línea (1).

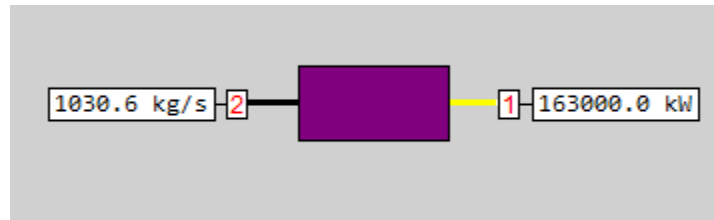


Figura 41 Representación de controlador como componente lógico en el software EBSILON.

Para realizar el ajuste, el modelo realiza el cálculo de las condiciones termodinámicas utilizando las ecuaciones de balance térmico y métodos de intercambiadores de calor para calcular los flujos de calor, trabajos y la eficiencia del ciclo en condición de diseño. El controlador fue configurado específicamente para este caso, sin embargo, puede ser configurado en función de otros parámetros como se verá en la siguiente sección. A continuación, la Tabla 9, muestra el resumen de parámetros utilizados en condición de diseño.

Tabla 9 Lista de variables más importantes para la configuración del ciclo térmico diseñado. (Elaboración propia).

Componente	Configuración	Variable (EBS)	Valor	Ref
Turbinas HP y LP	Método de Manejo de presión de entrada	FP1N	Ecuación de Stodola	[20], [18]
	Presión de entrada de diseño	PINSET	T1=100 bar y	[12]
			T2=20 bar	[12], EBS
	Eficiencia isentrópica nominal	ETAIN	88%	[12] y SAM
	Eficiencia mecánica nominal	ETAMN	98%	[12] y SAM
	Tipo de caracterización (Fuera de Diseño)	FCHR	En función del flujo másico	EBS
Generador	Eficiencia del generador	ETAGN	98%	[12]
	Tipo de caracterización	FCHRX	Radio de potencia de eje Q1/Q1N	EBS
	Frecuencia del generador	GENF	3600HZ	EBS
Condensador	Tipo de Equipo	FTYPE	Condensador	EBS
	Presión atmosférica	P	0,85 bar	[27]
	Temperatura atmosférica	T	30 °C	[27]
	Diferencia de temperatura	DT24	3 K	[29]
	Presión condensador objetivo	TargetPressure	84 mbar	[12]
	Número de módulos	NBAYS	10	[18], EBS

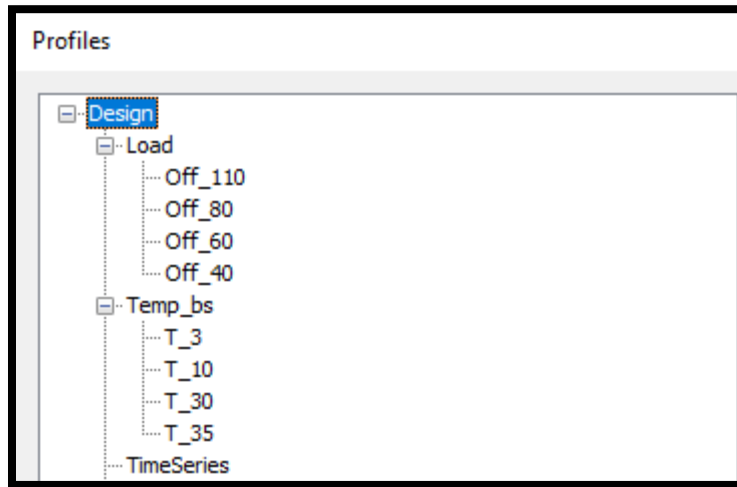
	Coefficiente de transferencia total KA	OHTC	50 W/m ² K	[30]
	Diferencia de presión en ventilador	DPFAN	2 mbar	EBS
	Modo de Ventilador en fuera de diseño	FBAYMODE	Velocidad de Ventilador y presión objetivo/Temperatura	EBS
	Presión mínima	PMIN	30 mbar	[12], [18]
	Eficiencia Ventilador	FANEFF	80%	[29]
Bomba	Modo de Calculo	FMODE	Simple	EBS
	Especificación de flujo másico y presión	FSPECP	M y P	EBS
	Eficiencia isentrópica nominal	ETAIN	75%	[12] y SAM
	Eficiencia mecánica	ETAMN	98%	[12] y SAM
	Especificación de Potencia y eficiencia	FSPECH	Uso de Curvas características	EBS
	Valor de Curva característica	FCHRX	Flujo Másico	EBS
Motor	Eficiencia eléctrica	ETAEN	95%	EBS
	Eficiencia mecánica	ETAMN	98%	EBS
	Método de deslizamiento	FSLIP	Sin Deslizamiento (Motor sincrónico)	EBS
PH	Tipo de intercambiador	FTYPHX	Economizador	EBS
	Método de diseño	FSPECD	Ambas temperaturas altas y una temperatura fría asignadas	EBS
	Dirección del flujo	FFLOW	Contra flujo	EBS y [12]
	Caída de presión lado Vapor	DP12N	0,05bar	EBS
	Caída de presión lado HTF	DP34N	0,001bar	EBS
Evaporador	Método de diseño	FSPECD	Pinch point asignado	EBS
	Pinch point nominal	PINPN	5 K	EBS
	Temperatura de entrada	FTAPPN	10 K	[12] y SAM
	Método de circulación	FCIRC	circulación forzada	EBS
SH y RH	Tipo de intercambiador	FTYPHX	Supercalentador	EBS

	Método de diseño	FSPECD	Diferencia de temperatura superior asignada	EBS
	Diferencia de temperatura terminal	DTN	50 K	[12] y SAM
	Dirección del flujo	FFLOW	Contra flujo	[12] y SAM
	Caída de presión lado Vapor	DP12N	0,05 bar	EBS
	Caída de presión lado HTF	DP34N	0,001bar	EBS
Componentes lógicos				
Controlador Potencia de Ciclo	Tipo de variable	FL1SCV	Potencia/Flujo de calor	EBS
	Variable controlada	FL2	Flujo másico	EBS
	Fuente de la variable	FL2START	externamente	EBS
	Flujo másico (en línea de sales fundidas)	MEASM	1000 kg/s	EBS, [12]
	Fuente de la variable objetivo	FSCV	Especificada en SCV	EBS
	Variable objetivo	SCV	163 MW	[18]
Controlador By-pass	Tipo de variable	FL1SCV	Temperatura	EBS
	Variable controlada	FL2	Flujo másico	EBS
	Fuente de la variable	FL2START	internamente	EBS
	Variable de inicio (valor de referencia)	L2START	1 kg/s	EBS
	Fuente de la variable objetivo	FSCV	Especificada en SCV	EBS
	Variable objetivo	SCV	280 °C	[12], [18]
Separador Transiente	Tipo de función	FSPEC	Flujo másico	EBS
	Tiempo constante de función de flujo másico	TAU0_m	1800 s	[12], SAM
	Tiempo de retraso en función de flujo másico	DELAY_m	1800 s	[12], SAM

3.1.7. Ciclo Térmico en condiciones fuera de diseño

La configuración del modelo para las condiciones fuera de diseño fue realizadas en función de una carga variable utilizando como parámetro de control la potencia bruta del ciclo. Y en función de la temperatura ambiental la cual es asignada en la entrada del condensador. Para el cálculo se crearon diferentes sub-perfiles del modelo en los cuales se realizaron pruebas preliminares para determinar si la configuración del ciclo para estas nuevas condiciones fue realizada correctamente.

Figura 42 Interfaz para la definición de perfiles de cálculo del Ciclo térmico diseñado en EBSILON.



Una vez comprobados los cálculos del rendimiento del modelo en las condiciones fuera de diseño consideradas en los diferentes subperfiles del modelo, se procedió a utilizar la herramienta del software EBSILON en Excel, Excel Add-in, la cual permite calcular el rendimiento del modelo diseñado en EBSILON a través de valores asignados en celdas específicas de EXCEL. Para determinar el rendimiento se asignaron valores a las variables: **Potencia bruta del ciclo, Carga del ciclo, Temperatura ambiental, Presión del condensador.**

En el lado de las filas se tiene la condición a la cual deben ser evaluadas las variables anteriores. En las filas se tiene el vector carga variable la cual va de una carga 1,1 a 0,3 [-] con pasos de 0,05 [-]. Esta evaluación se realiza para tres Presiones del Condensador, $P_{cond} = (65; 84; 200)mbar$, de modo que existen tres tablas en las que se calcula el rendimiento del Ciclo Térmico en función de la carga para tres presiones de Condensador diferentes. Finalmente, Se tiene un vector para la temperatura ambiental el cual va de 2,5 a 40°C con pasos de 2,5°C. Esta forma de cálculo es aplicada tanto al modelo de Ciclo térmico para presión de Evaporador variable (sin Válvula reguladora) como para el de presión constante (con válvula reguladora). Para más información, véase anexo 2.

Además, dada la complejidad de controlar los parámetros de diseño durante el cálculo del ciclo en condiciones fuera de diseño es que surgió un problema en la temperatura de salida de las sales fundidas debido a que, a cargas de potencia muy bajas, la temperatura cae por debajo del mínimo permitido por el diseño, incluso llegando a temperaturas cercanas a las de solidificación, alrededor de 220°C. Por tal razón se generó una solución la cual consiste en un Bypass en el intercambiador de calor Sales fundidas/Agua. Para mantener el mínimo de temperatura de las sales fundidas en 280°C se ha tenido que instalar un bypass de sales fundidas y un controlador entre la desviación de sales fundidas y en la línea de salida de sales fundidas. De este modo poder asegurar una temperatura de 280°C a la salida. A pesar de que esta solución mejora considerablemente los resultados respecto a la temperatura de sales fundidas a la salida en condiciones de carga variable inferiores a 50% no elimina totalmente este problema debido a que aún es posible encontrar temperaturas bajo 280°C a la salida del evaporado, antes de mezclarse en la entrada del precalentado. Sin embargo, la menor temperatura registrada de 244°C aproximadamente con una carga de 30% es superior a 220°C el cual representa

el mínimo de temperatura antes de solidificación de las sales. A continuación, un acercamiento del bypass en el ciclo representado en Figura 43.

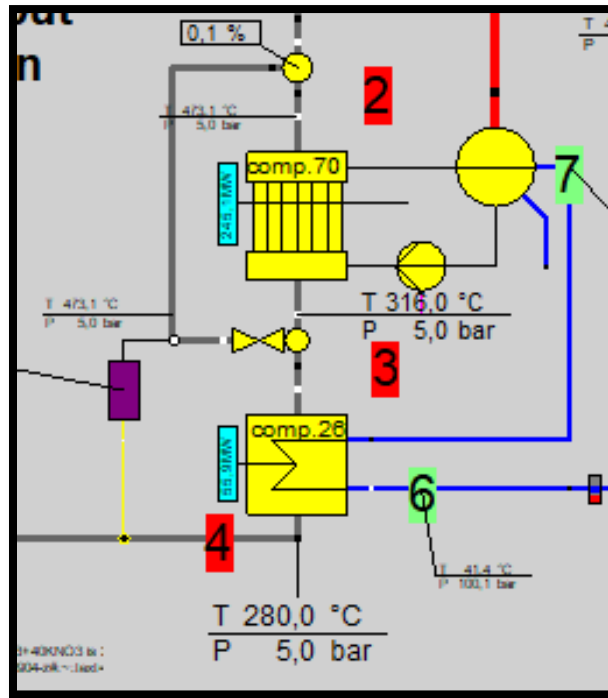


Figura 43 Representación del bypass diseñado para el ciclo térmico en EBSILON.

Por otro lado, se considera un tiempo de puesta en marcha de 30 minutos, es decir, el tiempo que le toma al ciclo térmico desde que se dio la señal de operación hasta que alcanza la carga nominal de operación y comienza a despachar electricidad a la red. Este efecto se ve reflejado en el desfase entre las curvas de flujo másico de sales fundidas y la potencia generada del ciclo. Para incluir esta consideración en el modelo se incluyó el componente “Transient Separator” el cual permite generar un retraso en la respuesta del flujo másico de sales fundidas y el flujo másico de vapor dentro de ciclo térmico, representado en Figura 44.

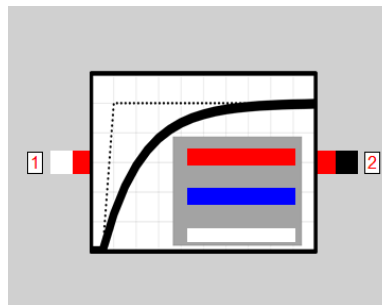


Figura 44 Componente que permite modelar el retraso del flujo másico de sales fundidas

Donde las líneas de conexión son: (1) La Señal de entrada, (2) la Señal de salida. Este componente permite generar el retraso de respuesta en el flujo másico mediante la siguiente ecuación de transporte.

$$\frac{dy(t)}{dt} = \frac{1}{\tau} (Ku(t - T_t) - y(t))^n \quad (51)$$

Esta ecuación entrega el resultado de la señal de salida $y(t)$ usando los parámetros K : Ganancia proporcional, τ Constante de tiempo, n : exponente, $u(t)$ señal de entrada, T_t tiempo de retraso (Delay).

Dependiendo del número del exponente de la ecuación, el software procederá a calcular la ecuación de forma analítica en el caso de $n=1$ y de forma numérica en los otros casos. Para estos casos el cálculo de esta ecuación diferencial se realiza mediante la siguiente discretización.

$$y^k - y^{k-1} = \text{sgn} \left(Ku^{(k-\frac{T_t}{\Delta t})} - y^k \right) * \frac{\Delta t}{\tau} \left| Ku^{(k-\frac{T_t}{\Delta t})} - y^k \right|^n \quad (52)$$

Esto permitirá, por un lado, considerar los efectos transientes en los cambios de flujo másico de sales fundida a la entrada de los intercambiadores de calor y por otro definir un tiempo de retraso entre el ingreso de energía térmica al ciclo y de su respuesta en la producción de energía y posterior despacho mediante el generador. Para este caso de estudio se configura este componente solo para generar un retraso en la puesta en marcha y no para contabilizar los efectos transientes del flujo másico de sales fundidas dado que no se cuenta con valores de referencia y porque no se encuentra en los objetivos de este trabajo. Para más detalles del comportamiento de este componente en cuanto a su cálculo para flujos másicos véase **anexo 7.8**.

Finalmente, las variables resultados necesarias para el posterior análisis y comparación con resultados presentados en la literatura son las siguientes:

- Flujo másico de vapor, sales fundidas (HTF) y aire.
- Eficiencia bruta: Corresponde a la eficiencia sin considerar cargas parasitas y se calcula de la siguiente forma.

$$n_{bruta} = \frac{W_{ciclo}}{Q_{th}} \quad (53)$$

- Eficiencia neta: Corresponde a la eficiencia del ciclo térmico considerando las cargas parasitas presentes en los motores de la bomba del ciclo y el ventilador del condensador. Se calcula de la siguiente forma:

$$n_{neta} = \frac{W_{neta}}{Q_{th}} = \frac{W_{ciclo} - W_{m,b} - W_{m,v}}{Q_{th}} \quad (54)$$

- HR (Relative Heat Rate): Corresponde a la tasa de calor relativo de entrada del ciclo. Se calcula de la siguiente forma:

$$HR = \frac{n_{neta}}{n_{ref}} \quad (55)$$

3.2. Diseño de planta CSP y su bloque de potencia en SAM

En la sección anterior se diseñó y calculó el modelo de Ciclo térmico en condición de Diseño y fuera de diseño donde se obtuvo la eficiencia bruta global del ciclo. Esta eficiencia es uno de los parámetros de diseño principales para poder diseñar la planta CSP en el software SAM. A continuación, se

describirá los procesos y variables utilizadas para diseñar la planta CSP y bloque de potencia en SAM para su posterior cálculo de rendimiento. El objetivo principal es determinar el rendimiento de la planta para el día 21 de diciembre y para el año completo. La descripción será separada en los parámetros asignados para el diseño de planta CSP en términos generales y la descripción de los parámetros asignados al bloque de potencia y sistema de control.

3.2.1. Planta CSP de torre en SAM

La configuración general utilizada para diseñar la planta CSP en el software SAM requirió de la asignación de la Potencia Bruta del ciclo, el múltiplo Solar de la planta, las horas de almacenamiento disponibles del TES, la ubicación geográfica de la planta a simular y la irradiancia de diseño. A continuación, en Tabla 100 el resumen con los valores.

Tabla 10 Parámetros iniciales para configuración de planta solar en SAM.

Parámetros	Valor
Potencia bruta	163 Mwe
Potencia Térmica Recibidor	1116 MWt
Potencia Térmica BP	447 MWt
Eficiencia del BP	36,5%
Múltiplo Solar	2,5 [-]
TES	10 hrs
Fluido caloportador	Sales Fundidas: 60%NaNO3 40%KNO3
Ubicación	TMT de María Elena, Antofagasta (Cerro Dominador)
DNI diseño	950 $\frac{W}{m^2}$

Para el diseño del campo de heliostatos, la torre y el recibidor, se utiliza la herramienta de optimización de solar PILOT incluida en el software SAM, la cual, a partir de valores iniciales de altura de torre, altura del recibidor y diámetro del recibidor itera estos parámetros hasta obtener una distribución de campo de heliostatos óptima para la ubicación y configuración requerida. Finalmente se obtiene la siguiente distribución y resultados presentes en Figura 45.

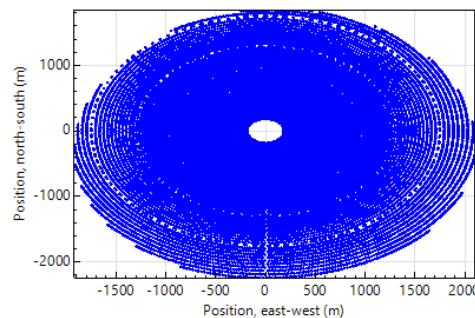


Figura 45 Distribución de Campo de heliostatos de planta CSP (Elaborado por medio de SAM).

Tabla 11 Resultado de optimización del Campo de Heliostatos y dimensiones de torre y receptor.

Variable	Valor	unidad
Número de heliostatos	15190	n°
Altura de torre	248	m
Altura de receptor	23	m
Diámetro de receptor	22	m
Número de paneles	20	n°

Para más detalles de la configuración de cada sistema perteneciente a la planta CSP véase anexo 7.5, donde se encuentran imágenes de la interfaz del software con la configuración utilizada, cabe destacar que la gran mayoría de datos utilizados fueron los sugeridos por los diseñadores del software por defecto.

3.2.2. Bloque de potencia en SAM

A partir de la potencia bruta de diseño asignada en la configuración general de la planta CSP, la configuración específica para el bloque de potencia adapta los requerimientos de potencia térmica para este valor inicial y utilizando la eficiencia asignada. Además, es necesario configurar otros valores importantes para el bloque térmico como lo son: Factor de potencia mecánica a eléctrica, temperatura de entrada y salida de sales fundidas, tipo de condensador, Temperatura ambiente de diseño, diferencia de temperatura en condensador de diseño IDT, número de niveles de carga del condensador. A continuación, en Tabla 12 el resumen con los valores.

Tabla 12 Parámetros iniciales para el bloque de potencia de la planta solar modelada en SAM.

Parámetros	Valor	unidad
Potencia bruta de salida	163	MW
Factor de potencia bruta a eléctrica	0,9285	[-]
Potencia eléctrica	151	MWe
Eficiencia del ciclo	0,365	[-]
Potencia térmica del ciclo	447	MWt
Temperatura HTF hot	560	°C
Temperatura HTF cold	280	°C
Flujo másico HTF	1059,8	kg/s
Tiempo de puesta en marcha	30	min
Método de control de presión evaporador	Presión Variable	-
Presión Evaporador	100	Bar
Fracción de purga de agua	2%	%
Tipo de condensador	Enfriamiento por aire	[-]
Temperatura ambiente	30	°C

En cuanto a las variables más relevantes para el diseño y posterior cálculo de rendimiento del condensador de tipo seco se tiene.

Tabla 13 Parámetros iniciales de diseño para el condensador del Ciclo térmico.

Parámetros	Valor	unidad
Tipo de Condensador	Enfriamiento por aire	[-]
Método de control de presión Condensador	Número de ventiladores activos	[-]
Temperatura ambiente	30	°C
T_{IDT}	16	°C
Radio de presión del Ventilador	1,0028	[-]
Presión mínima del condensador	2	inHg ⁵
Niveles de carga del condensador	10	[-]

Finalmente, los costos considerados para el diseño de la planta CSP y el bloque de potencia son presentados en anexo 7.6 los cuales permitirán realizar la estimación económica del costo nivelado de energía.

Utilizando estos parámetros de diseño y mediante los resultados obtenidos de la simulación, se trabaja con los siguientes datos: (1) Tiempo [horas o minutos], (2) Temperatura ambiental (bulbo seco), (3) DNI, (4) Flujo másico de sales, (5) Temperatura de entrada de sales, (6) Potencia del ciclo (7) Eficiencia del ciclo. Estos parámetros son utilizados para calcular el rendimiento anual del bloque de potencia diseñado en EBSILON y finalmente poder comparar ambos bloques de potencia, lo cual será explicado en sección 3.4 en metodología.

3.3. Interpolación

A través de la herramienta “Macro”, El software SAM permite generar una base de datos con la cantidad de pasos de tiempo que el usuario seleccione utilizando como base a la información de TMY proporcionada por el usuario. El formato del TMY debe ser compatible con el formato que SAM utiliza para realizar los cálculos de rendimiento del ciclo, por tanto, para este caso se utilizó la base de datos de María Helena, Antofagasta, Chile obtenida del Explorador Solar de la Universidad de Chile el cual tiene un formato compatible para la interpolación de su data. Se generaron tres TMY con pasos de tiempos de 30, 10 y 5 minutos, los cuales se utilizaron en las tablas paramétricas utilizadas para comparar el rendimiento del ciclo con estos cuatro pasos de tiempo diferentes.

En el caso de no disponer de la herramienta “Macro” para generar las tablas del clima con diferentes pasos de tiempos. Se puede utilizar el software EES para interpolar cada variable de la tabla a utilizar. Para más información véase Anexo 7.7.

⁵ 2 [inHg] equivalen aproximadamente a 64mbar.

3.4. Integración rendimiento en SAM a tabla de series de tiempo de EBSILON.

El cálculo de rendimiento del ciclo para un periodo de tiempo específico a través del software EBSILO se realiza por medio de la interfaz de Time-serie table, la cual permite definir un rango de tiempo específico con un paso de tiempo específico y las variables de operación a definir, así como las variables resultado que el usuario requiera visualizar. La tabla generada tiene la siguiente estructura:

Tabla 14 Representación de tabla de serie de tiempo diseñada en software EBSILON para la simulación del ciclo térmico en los rangos de tiempos definidos.

Tiempo	Variables de Diseño	Variables resultado
Inicial	$T_{bs}(ti) \dots$	$W_{ciclo}(ti) \dots$
.	.	.
.	.	.
.	.	.
Final	$T_{bs}(tf) \dots$	$W_{ciclo}(tf) \dots$

Las variables necesarias para generar el cálculo en cada paso de tiempo y las variables resultados para el posterior análisis son las siguientes:

Variable de diseño utilizadas:

- Temperatura de bulbo seco
- DNI
- Flujo másico de sales fundidas
- Temperatura de entrada de sales fundidas

Variabes resultado utilizadas:

- Tasa de calor de entrada
- Tasa de rechazo de calor del Ciclo (Flujo de calor del condensador)
- Potencia bruta del ciclo
- Potencia neta del ciclo
- Eficiencia
- Potencia neta acumulada

Por medio de estas variables, se realiza el cálculo de rendimiento del ciclo para los periodos de tiempos definidos para dos casos de pasos de tiempo 1 hora y 10 minutos. En primer lugar, se realiza la simulación para un día en particular, con el fin de ver el comportamiento del ciclo con grandes cambios de temperatura y de flujo de calor se escoge el solsticio de verano 21 de diciembre, al encontrarse en verano y ser teóricamente el más favorable en cuanto a DNI. Se realizaron los cálculos para los siguientes casos: (1) Pasos de 1 hora y para tres temperaturas ambientales de diseño (35°C,30°C,20°C), (2) Pasos de 10 minutos y para dos temperaturas ambientales de diseño (30°C y 20°C).

Finalmente se calcula el rendimiento para el año completo con pasos de tiempo de 1 hora y para dos temperaturas ambientales de diseño 30°C y 20°C.

3.5. Categorización y visualización de rendimiento anual.

Una vez obtenidos los resultados del rendimiento del ciclo modelado en EBSILON para un año completo de operación y para ambas temperaturas ambientales de diseño, se procede a categorizar la carga del ciclo y organizar la información con el fin de visualizar la energía generada durante el año de operación pudiendo determinar la cantidad de tiempo en la que opero el ciclo térmico a una carga determinada. Esto se realizó con el software Excel de Microsoft.

En primer lugar, se calcula el nivel de carga del ciclo térmico para todos los pasos de tiempo considerados y se divide en la carga nominal del ciclo de 163 MW, luego se categorizan los distintos niveles de carga del ciclo en los siguientes rangos:

1. [100%-95%] Nominal
2. [95%-80%]
3. [80%-60%]
4. [60%-30%]
5. [30%- 0%] Fuera de servicio

Posteriormente, genera una columna que clasifica el nivel de carga correspondiente al nivel de carga de cada paso de tiempo por medio de la siguiente función condición:

$$\begin{aligned}SI(0.95 < f_c(t)) &= "1" \\SI(0.8 < f_c(t)) &= "2" \\SI(0.6 < f_c(t)) &= "3" \\SI(0.4 < f_c(t)) &= "4" \\SI(0.4 > f_c(t)) &= "5"\end{aligned}\tag{56}$$

Donde $f_c(t)$ representa el factor de carga para un determinado tiempo y “1”, “2”, “3”, “4”, “5” representan los cinco rangos de clasificación de factor de carga. Esto es representado en Tabla 15.

Tabla 15 Representación de tabla resultado del rendimiento del ciclo térmico en el modelo de SAM y EBS para las dos temperaturas ambientales de diseño de prueba

Modelo	T_amb,d °C	Tiempo hr	Potencia MW	Eficiencia %	Factor de carga	Clasificación
EBS	30	Inicial	163	36,5%	1	[100%-95%]
.	30
.
.
..	.	Final
..	20	Inicial	163	36,1%	1	[100%-95%]
	20

	.	Final
SAM	30	:	:	:	:	:
.	.	:	:	:	:	:
	20					
	.					

Por medio de esta tabla, la cual contiene los resultados del rendimiento del ciclo para todas las horas del año, para el ciclo térmico diseñado con 30°C como el ciclo diseñado para 20°C, se genera una tabla dinámica en la cual se asigna en las filas la clasificación del factor de carga, en las columnas se deja el modelo usado, ya sea EBSILON o SAM y la temperatura utilizada. Y la columna a evaluar será el del tiempo con la función de contar en porcentaje sobre el total de la columna. Como se puede observar en la siguiente Figura 46 y Tabla 16 Resultado de clasificación de factor de carga en función del tiempo de operación para los Ciclos térmicos calculados.

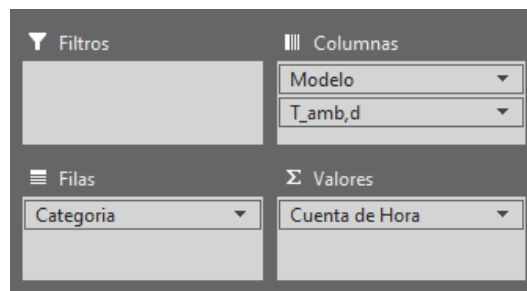


Figura 46 Herramienta en Excel con la asignación de variable para el diseño de tabla dinámica.

Tabla 16 Resultado de clasificación de factor de carga en función del tiempo de operación para los Ciclos térmicos calculados.

Tiempo en %	EBS		SAM	
Categoría	20 °C	30 °C	20 °C	30 °C
1 [0.95,1.00]	28.67%	40.84%	34.63%	34.77%
2 [0.8-0.94]	18.96%	6.85%	16.79%	16.68%
3 [0.6-0.79]	1.10%	1.08%	0.90%	0.90%
4 [0.3-0.59]	3.33%	3.30%	1.55%	1.55%
5 [0-0.29]	47.94%	47.93%	46.12%	46.10%

La representación de estos resultados y su análisis correspondiente será presentada en la sección 4 del apartado de resultados.

4. Resultados y Análisis

Con base en la metodología utilizada para este trabajo, se han obtenido los resultados necesarios para determinar los diferentes efectos de las condiciones fuera de diseño de operación sobre el bloque de potencia con ciclo Rankine de una planta concentración solar de tipo torre. Los resultados son presentados bajo la estructura de la Figura 26.

4.1. Rendimiento del modelo EBSILON.

Los resultados del rendimiento del ciclo térmico diseñado en EBSILON son clasificados en resultados del ciclo en condición de diseño y resultados del ciclo en condiciones fuera de diseño. Para el primer caso se realiza el cálculo para el ciclo térmico con el método de control de presión de evaporador de tipo variable y de tipo constante. Mientras que para los cálculos del ciclo en condiciones fuera de diseño, se generan los siguientes resultados: (1) La eficiencia del bloque de potencia para diferentes cargas, (2) La tasa de calor relativa de entrada en función de la carga para tres presiones de condensación de diseño diferentes y (3) El rendimiento del bloque de potencia para diferentes métodos de control de presión del condensador.

4.1.1. Diseño

Los resultados obtenidos para el diseño del ciclo térmico modelado en EBSILON permiten los valores de rendimiento para sus condiciones óptimas de operación, donde las variables más importantes en el cálculo son los flujos másicos, los flujos de calor y las eficiencias globales del rendimiento. Al ejecutar la simulación se obtuvieron los siguientes resultados presentes en Tabla 17.

Tabla 17 Resumen de resultados para el ciclo térmico de estudio y los dos métodos de control de presión del evaporador

Método de control de presión evaporador	Diseño			Flujos másicos			Resultados			
	carga	T_{amb}	P_{cond}	m_v	m_{htf}	m_{aire}	Q_{cond}	Q_{ciclo}	Eta_{bruta}	Eta_{neta}
	[-]	°C	mbar	kg/s	kg/s	kg/s	MW	MW	%	%
Variable	1,00	30,0	84,0	120,5	1.049,6	49.212,1	278,5	163,0	36,5	33,2
Constante	1,00	30,0	84,0	121,1	1.053	54.890,8	280,1	163,0	36,4	32,7

De la Tabla 177 se observa que la eficiencia bruta de ambos métodos es similar, sin embargo, la eficiencia neta, la cual considera la energía parasita consumida por los motores de los ventiladores del condensador y la bomba de alimentación de agua del ciclo. Esta eficiencia tiene una diferencia de 1% lo cual indica que el método de control variable es más eficiente. Esto debido a que el ciclo trabaja con flujos másicos menores que para el caso de control de presión de tipo constante, como se muestra en los valores de flujo másico. De acuerdo con la literatura, este comportamiento era lo que se esperaba de ambos métodos de presión, como lo expuesto [18]. Para ambos casos se ha graficado el diagrama T-s del ciclo térmico, comprobándose una diferencia en la temperatura de entrada a la turbina producto del trabajo de la válvula de control de flujo para el método de control de presión constante, la cual genera una baja en la presión del vapor, lo que genera una baja en la temperatura traduciéndose en una reducción de su entalpía. Ambos casos son representados en Figura 47 y Figura 48, donde su principal diferencia radica en la temperatura que alcanza el vapor antes y después de la

válvula de control de flujo antes de entrar a la turbina, siendo menor en el método de control de presión constante.

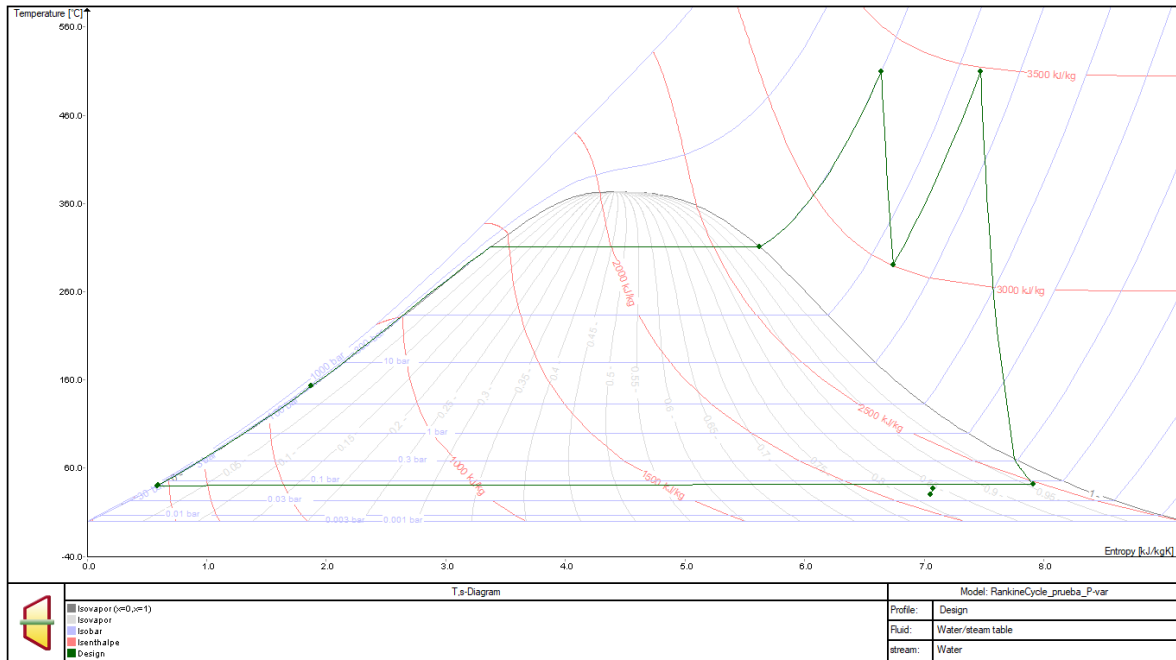


Figura 47 Diagrama T-s para el ciclo térmico con método de control de presión de evaporador variable.

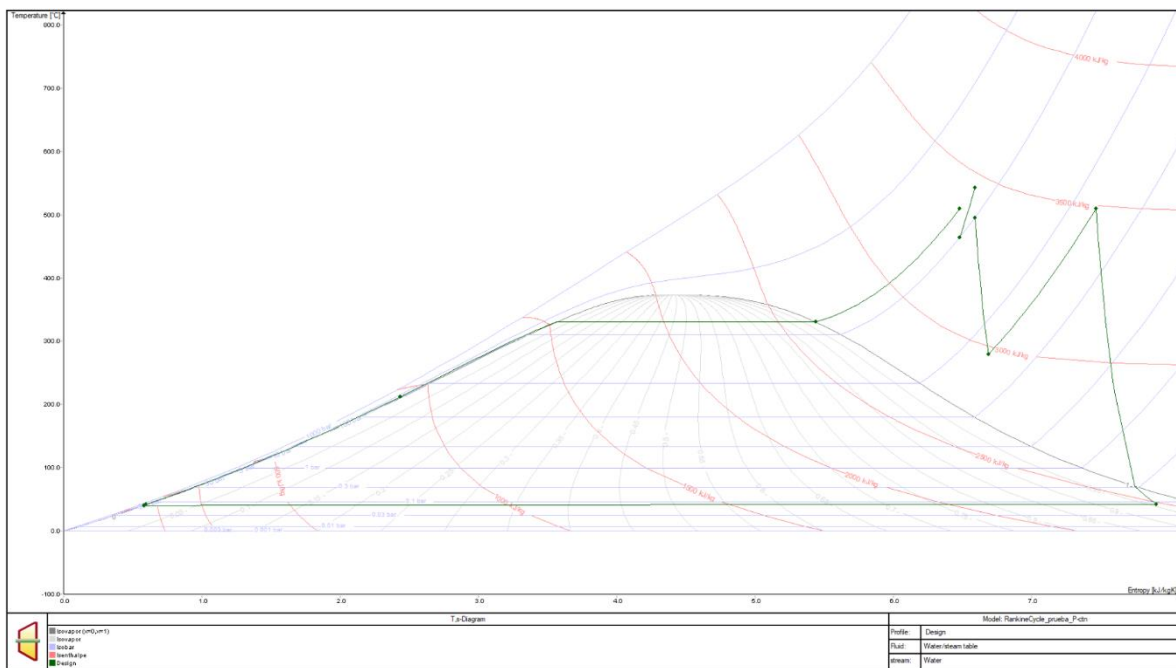


Figura 48 Diagrama T-s para el ciclo térmico con método de control de presión de evaporador constante

4.1.2. Fuera de Diseño

Los siguientes cálculos fueron realizados para la configuración de ciclo térmico en la que el método de control de presión del evaporador es de tipo variable, al tener una mejor eficiencia.

4.1.2.1. Eficiencia del bloque de potencia para diferentes cargas de potencia y temperaturas ambientales.

En Figura 49, se obtuvo la eficiencia bruta y neta del ciclo para diferentes cargas, partiendo de un máximo de 1,1 o 110% de la carga nominal del ciclo, hasta llegar a un 0,3 o 30% como mínimo de carga de potencia en la cual el ciclo puede despachar electricidad.

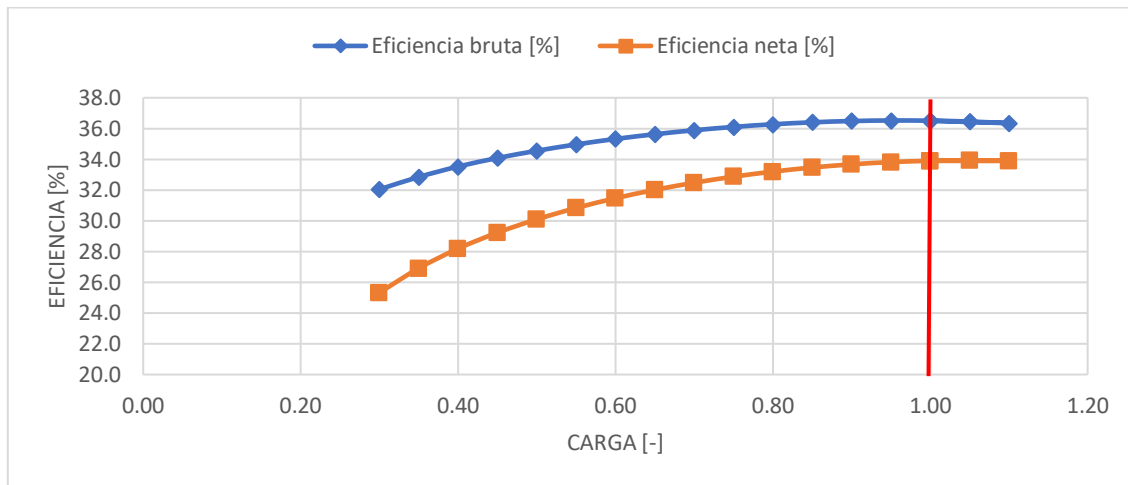


Figura 49 Gráfico de Eficiencia bruta y neta del ciclo en función de la carga del ciclo térmico para el método de control de Presión variable.

Como se observa en Figura 49, la eficiencia bruta del ciclo térmico disminuye de forma no lineal a medida que la carga del ciclo se aleja de la carga nominal de diseño. La reducción de eficiencia para cargas superiores a la nominal es insignificante mientras que, para la carga de potencia más baja, de 30%, la reducción de eficiencia bruta puede llegar hasta el 5%. Para el caso de eficiencia neta, esta tiene un impacto mayor, debido a que la energía parásita aumenta al mismo tiempo que la pérdida de eficiencia del ciclo disminuye y por esta razón el efecto es más significativo, llegando a reducirse hasta en un 7% para la menor carga del ciclo.

Respecto a los resultados del cálculo de eficiencia bruta y la eficiencia neta del ciclo térmico en función de la temperatura ambiental se presenta la Figura 50.

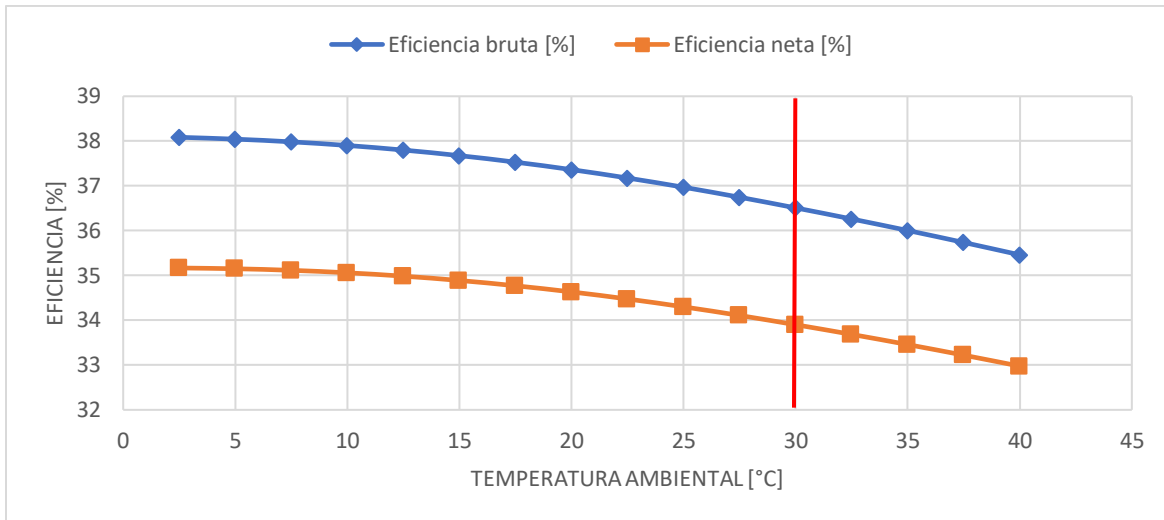


Figura 50 Gráfico de Eficiencia bruta y neta del ciclo en función de la temperatura ambiental de bulbo para el método de control de Presión variable.

Como se observa en Figura 50, la tendencia de la eficiencia bruta y neta sigue el mismo comportamiento decreciente a una mayor temperatura ambiental. El principal componente afectado por estos cambios de temperatura es el condensador, a una mayor temperatura ambiental, será más difícil para el condensador rechazar el calor del vapor de agua del ciclo y por esta razón los ventiladores del condensador tendrán que ventilar mayor cantidad de aire para condensar el vapor del ciclo, lo cual generara un incremento en el gasto de energía y una disminución en la eficiencia del ciclo.

4.1.2.2. Tasa de calor relativa de entrada en función de la carga para tres presiones de condensación de diseño.

Se realiza el cálculo del rendimiento para tres ciclos térmicos con diferente presión de condensación de diseño en función de la carga y en para los dos métodos de control de presión del evaporador, es decir, método de presión variable y constante. Se debe considerar las ventajas y desventajas, presentes en anexo 7.1.6 Tabla 24 de cada uno de los métodos a nivel de rendimiento, operación y mantenimiento de componentes involucrados.

Tabla 18 Resumen de factores globales para las tres configuraciones de ciclo térmico en función de la presión de condensación de diseño.

	Presión de condensación mbar	Factor de energía bruta a neta [-]	Área externa condensador m^2
Caso 1	65	0.7706	1,393,420
Caso 2	84	0.9285	941,609
Caso 3	200	0.9695	531,618

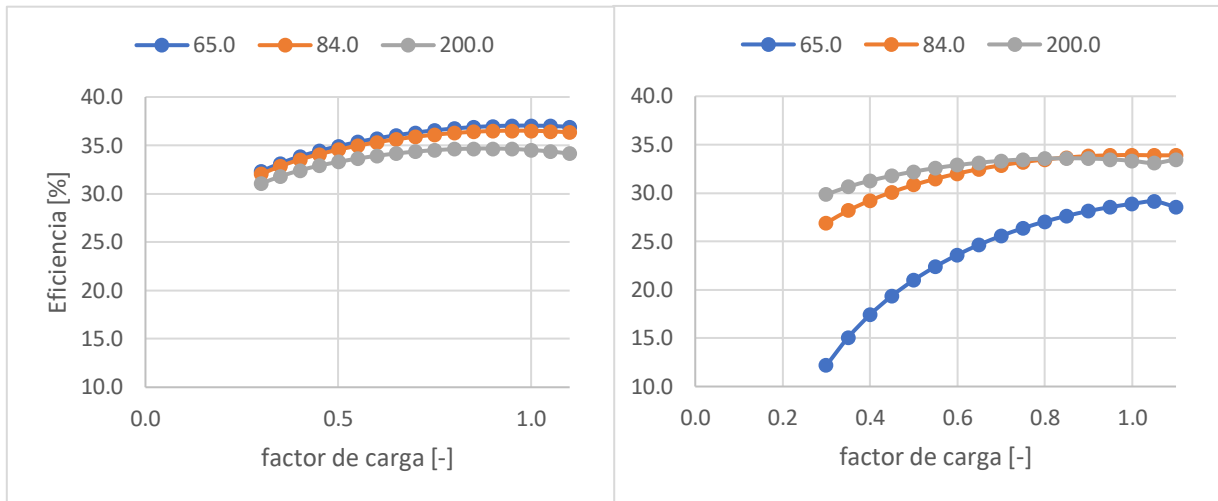


Figura 51 Gráfico de eficiencia en función del factor de carga del ciclo para las tres presiones de condensación de diseño en el caso de control de presión variable. Eficiencia bruta a la derecha y eficiencia neta a la izquierda.

Como se observa en Figura 51, la eficiencia bruta (izquierda) y neta (derecha) disminuyen para un factor de carga menor, siendo el mayor decrecimiento para el caso de una presión de condensación de diseño de 65mbar. Además, existen una gran diferencia entre la eficiencia bruta y neta, ya que a pesar de que el condensador diseñado para una presión de condensación de diseño menor tenga una mayor eficiencia bruta, su eficiencia neta es menor y además disminuye en mayor grado que los condensadores con una mayor temperatura de condensación de diseño. Esto debido a que, al ser diseñado de esta forma, el área externa del condensador es mucho más grande, lo que requerirá un mayor gasto de energía al ventilar un mayor flujo de aire por los ventiladores como se aprecia en Tabla 188.

Respecto a la comparación de la tasa de calor relativa de entrada para los dos métodos de control de presión del evaporador los resultados son representados en Figura 52.

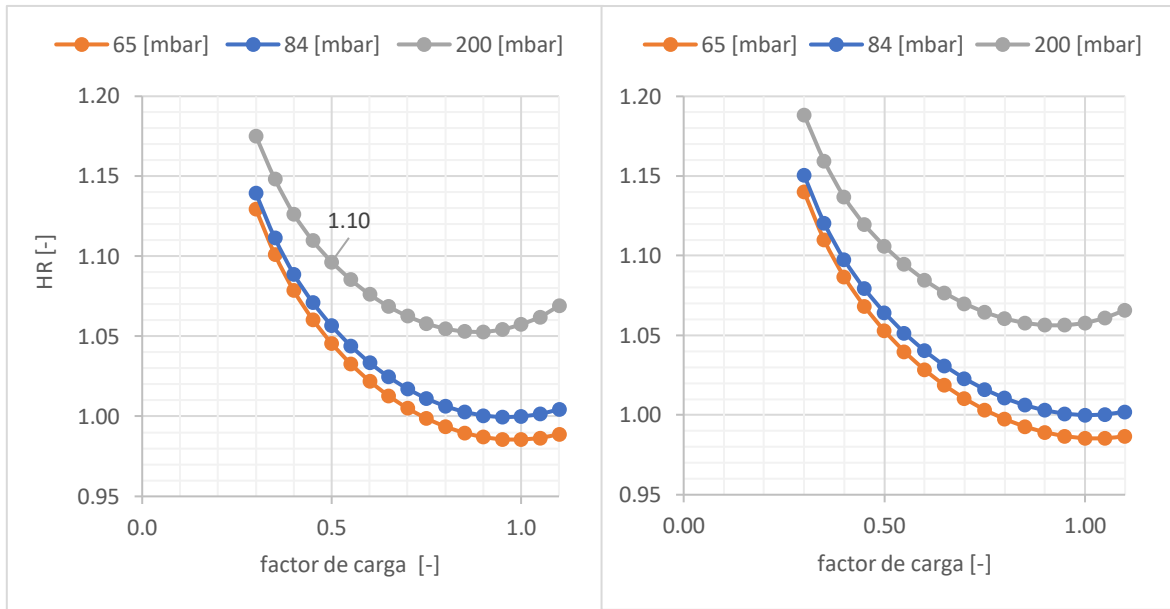


Figura 52 Gráfico de tasa de calor relativa de entrada en función del factor de carga para los dos métodos de presión de evaporador y para las tres presiones de condensador de diseño. Método de presión variable a la izquierda y método de presión constante a la derecha.

Para el caso de la tasa de calor relativa de entrada, esta aumenta de manera no lineal y creciente en medida que el factor de carga del ciclo disminuye para ambos métodos de control de presión, esto quiere decir que, a menor fracción de carga, mayor será la energía térmica de entrada necesaria para producir la potencia correspondiente a esa carga. A modo de ejemplo, para un HR de 1,1 a una fracción de carga de 0,5 el ciclo térmico requerirá 10% más energía térmica de entrada comparada a al punto de diseño cuando produce a un 50% de la carga nominal. Por otra parte, tasa de flujo de calor no cambia sustancialmente para los dos métodos de control de presión del evaporador.

Finalmente, la tendencia de los resultados concuerdan con los expuestos en Figura 24 [18] en Estado de arte, sin embargo las magnitudes de la tasa relativa de calor difiere, esta diferencia en magnitud puede deberse a la mayor cantidad de componentes considerados en la configuración de ciclo térmico utilizado en [18] por lo que esta mayor cantidad de componentes puede haber reducido la eficiencia del ciclo durante el cálculo de las fracciones de carga menores a la nominal.

4.1.2.3. Rendimiento del bloque de potencia para los dos métodos de control de presión del condensador.

Se realiza el cálculo del rendimiento del ciclo térmico modelado en EBSILON para cargas variables comparando los dos métodos de control del condensador de enfriamiento por aire y se determinó el comportamiento del ciclo al ser diseñado para dos temperaturas ambientales de diseño 30°C y 20°C para diferentes cargas de potencia.

La temperatura ambiental de diseño impacta directamente a la configuración del condensador, esto debido a que la energía está directamente relacionada con el área efectiva con la que cuenta para

transferir el calor del vapor de agua al aire del ambiente. El área del condensador para estas dos temperaturas ambientales de diseño es resumida en Tabla 19.

Tabla 19 Resultados globales de ciclos térmicos diseñados para temperaturas de 20 °C y 30 °C.

Casos	$T_{amb,d}$ °C	Net-Ratio [-]	Área m^2
Caso 2	30	0.9285	941.609,3
Caso 3	20	0.9644	615.393,3

En primer lugar, se obtiene el flujo másico de aire que circula en el condensador para diferentes cargas del ciclo térmico y para ambos métodos de control de presión del condensador representados en Figura 53.

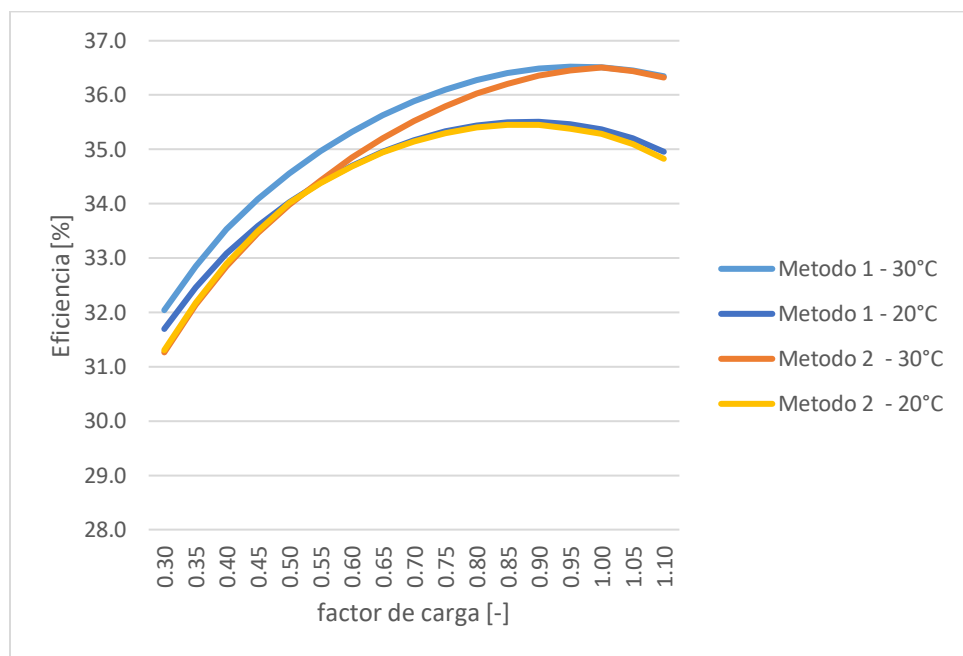


Figura 53 Gráfico de eficiencia del ciclo en función del factor de carga para dos métodos de presión del condensador y dos temperaturas ambiental de diseño.

De la Figura 53, independiente del método de control de presión del condensador, la eficiencia bruta del ciclo será menor para un ciclo diseñado con una temperatura ambiental de diseño menor, sin embargo, la eficiencia del ciclo en cargas parciales no disminuye sustancialmente al ser comparado diseños con diferentes métodos de control de presión y diferentes temperaturas ambientales de diseño. Además, el método de control que más se ve afectado por la variación en la carga del ciclo es el método de control 2, donde se varía el número de ventiladores activos. Estos son debido a que su variación es discreta y existen periodos en que funciona con un exceso de aire, reduciendo la eficiencia producto de un mayor gasto energético.

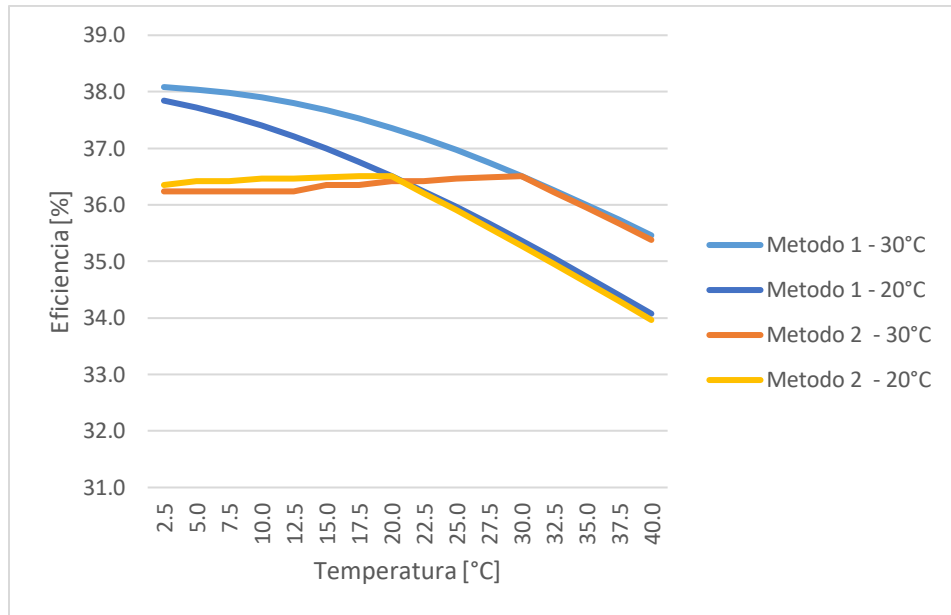


Figura 54 Gráfico de eficiencia del ciclo en función de la temperatura ambiental para dos métodos de presión del condensador y dos temperaturas ambiental de diseño

De acuerdo con Figura 54, la principal diferencia en el rendimiento es la capacidad de mantener el rendimiento del ciclo constante a cualquier variación de temperatura por debajo de la temperatura a la cual fue diseñado, este se produce debido a que al trabajar con temperaturas por debajo de la temperatura de diseño y pudiendo trabajar con presiones de condensador inferiores a la de diseño, en este caso 84mbar el ciclo reduce el número de ventiladores activos para mantener la presión en 84mbar, y de esta forma mantener la eficiencia. Este efecto reduce la eficiencia que pueda tener el ciclo en condiciones ambientales más favorables, como si son aprovechadas por el método de control de presión n°1 el cual trabaja con presiones del condensador por debajo de la presión de diseño, permitiendo generar eficiencias mayores para este caso. Para tener un ciclo térmico con una mayor generación diaria y anual se recomienda utilizar el método de control de presión “1”.

4.2. Resultados rendimiento Planta CSP

Del diseño de la planta CSP de torre realizado en el software SAM, para el cual se utilizaron las variables, supuestos y procedimientos de operación descritos en metodología sección 3.2, son resumidos en Tabla 200 y Figura 55.

Tabla 20 Resumen de resultados globales de rendimiento de planta CSP.

Parámetro	Valor
Energía anual (1er año)	924,16 GWh
Factor de capacidad (1er año)	69,70 %
Consumo de agua año	182.056 m ³
LCOE	116,0 USD/MWh

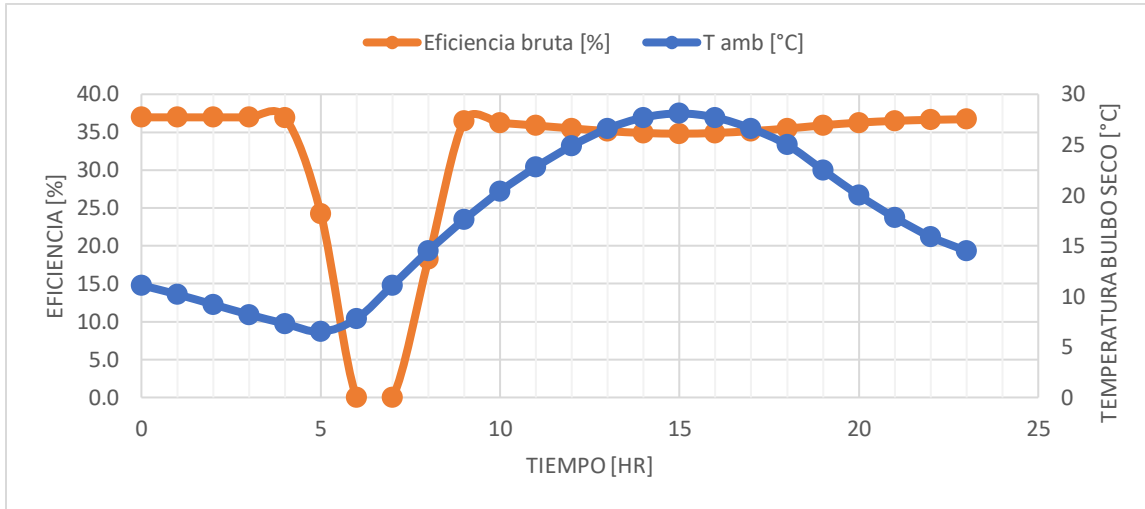


Figura 55 Gráfico de curva de eficiencia y temperatura ambiental para día 21 de diciembre.

Como se puede observar en la Figura 55, la curva de eficiencia produce energía hasta las 4 de la madrugada aproximadamente para volver a producir a las 8 aproximadamente, y en los momentos en que la temperatura ambiental es baja, la eficiencia del ciclo está en su punto máximo, como se aprecia durante la noche. Sin embargo, a medida que aumenta la temperatura la eficiencia del ciclo térmico disminuye. Este efecto es producido por la disminución en la diferencia de temperatura entre el vapor a la salida de la turbina y la temperatura ambiental, lo que dificulta la tarea del condensador de rechazar el calor del ciclo por medio del aire. A continuación, se calcula el rendimiento del ciclo diseñado en SAM para diferentes configuraciones.

4.3. Resultados de parametrizaciones de planta CSP en SAM

4.3.1. Análisis de diferentes pasos de tiempo

El análisis de rendimiento de la planta CSP se realiza con una tabla paramétrica en la cual se ingresa como variables de entrada, cuatro tablas climáticas TMY con diferentes pasos de tiempos (1 hora, 30, 10 y 5 minutos). Los resultados de esta parametrización se resumen en Tabla 21.

Tabla 21 Resumen de resultados de la parametrización del TMY.

TMY tiempo	Energía anual bruta GWh	Energía anual GWh	Factor de Planta %	LCOE USD/MWh
1 hora	1111.93	947.99	71.50	120.907
30 min	1106.95	944.77	71.26	121.312
10 min	1106.96	947.57	71.47	120.961
5 min	1107.15	947.79	71.49	120.919

En la Tabla 21, se puede ver una leve variación en la energía generada, factor de planta y en el costo nivelado de energía. Respecto al comportamiento de la curva de eficiencia para un día de prueba en función de los cuatro pasos de tiempo utilizado se representan en la Figura 56.

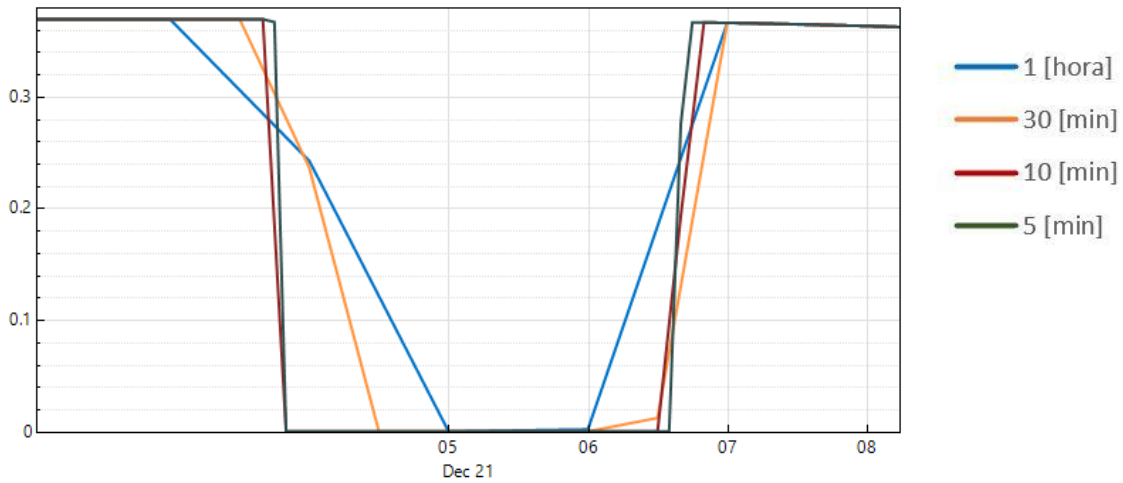


Figura 56 Curva de eficiencia para el rendimiento del ciclo con diferentes pasos de tiempo de TMY entre 00:00-08:00.

Como se puede apreciar en la Figura 56, el comportamiento de la eficiencia cambia drásticamente en los momentos en que la planta cambia de **condición de fuera de servicio a puesta en marcha**. Teniendo una respuesta retardada el rendimiento calculado con un paso de tiempo de 1 hora y el modelo con un tiempo de respuesta más rápido es el de 5 minutos. Esto tiene que ver con el **comportamiento cuasi estacionario** del cálculo del rendimiento del ciclo, ya que calcula el estado de la planta en cada instante de tiempo y no como estados transientes. Se recomienda utilizar un paso de tiempo de 10 minutos, como también se recomienda en [25], debido a que los resultados del rendimiento respecto al paso de 5 minutos no difieren mucho pero el tiempo de cómputo se reduce a aproximadamente la mitad. Además, este puede contabilizar de mejor forma los periodos de transición entre un estado de operación a otro respecto a los tiempos de 1 hora y 30 minuto, lo que genera un resultado más representativo a lo largo del año.

4.3.2. Análisis de diferentes temperaturas ambiente de diseño

El análisis de rendimiento de la planta CSP para tres diferentes temperaturas ambientales de diseño y para los dos métodos de control de presión del evaporador es realizado mediante la parametrización del método de control y de la temperatura ambiental de diseño. Los resultados globales del rendimiento son presentados en Tabla 22.

Tabla 22 Resumen de resultados de la parametrización de control de presión de evaporador y temperatura ambiental de diseño.

Control de presión	$T_{amb,d}$	Factor de eficiencia neta	Energía anual bruta	Energía anual	Factor de Planta	LCOE ⁶
	°C	[-]	GWh	GWh	%	USD/MWh
Variable	35	0.7927	1104.00	948.22	83.77	111.83
	30	0.9285	1085.92	924.17	69.71	115.98
	20	0.9644	1068.15	902.78	65.56	118.85
Constante	35	0.7927	1094.92	930.84	82.24	113.67
	30	0.9285	1074.90	909.09	68.57	117.69
	20	0.9644	1058.87	891.58	64.75	120.17

El análisis se puede separar en una comparación entre los métodos de control de presión del evaporador y en una comparación del rendimiento de la planta en función de la temperatura ambiental de diseño. En la primera comparación, tanto la energía generada anual y el factor de planta son mayores en el método de control de presión variable que en el constante y esto también se refleja en las tres configuraciones de temperaturas ambientales de diseño. Este comportamiento obedece a las características propias del método de control de presión del evaporador el cual es más eficiente en términos energéticos ya que no restringe el flujo de vapor con la válvula de control, como en el caso de control de presión constante.

Para la segunda comparación, tanto el factor de conversión energía bruta a red aumenta en medida que la temperatura ambiental de diseño escogida es menor, esto debido a que una mayor temperatura ambiental de diseño produce un condensador de enfriamiento seco más grande, el cual consume más energía parasita en condición nominal que un condensador más pequeño. Además, la energía generada y el factor de planta es mayor para una temperatura ambiental de diseño es mayor debido a que la planta, con un condensador sobredimensionado puede rechazar más calor en una mayor cantidad de condiciones, en comparación con un condensador más limitado. Finalmente, el costo nivelado de energía es menor para la configuración que pueda producir una mayor cantidad de energía, sin embargo, este cálculo no considera la variación del costo de un condensador más grande y de los costos de operación de este debido a estos costos representan una parte muy pequeña de todo el CAPEX y OPEX de la planta, para más detalle véase anexo 7.5.

A modo de complemento, se presenta la curva de eficiencia para el día 21 de diciembre en los tres casos de temperatura ambiental de diseño con un control de presión variable.

⁶ En Ecuación [25]

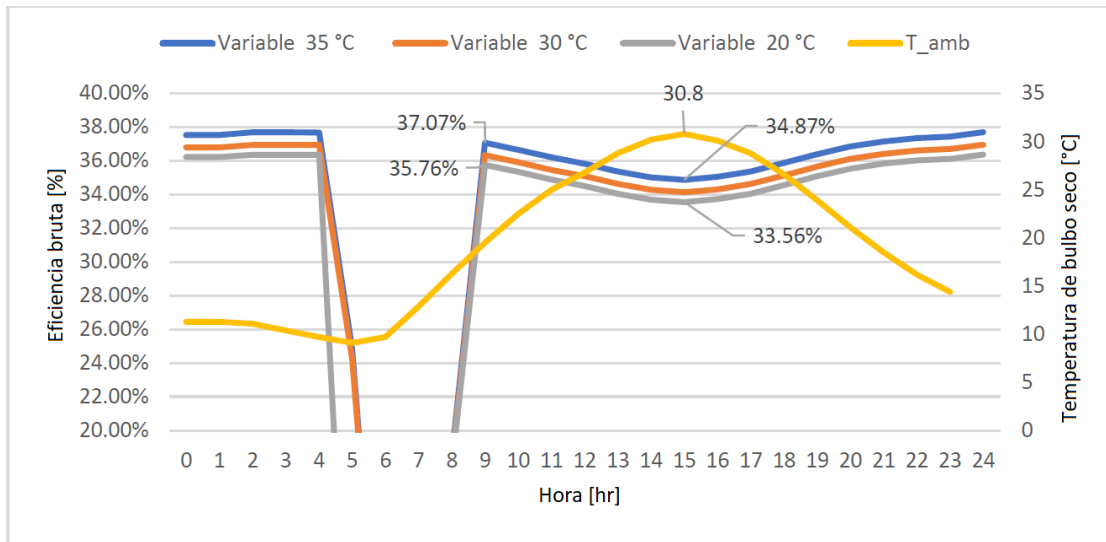


Figura 57 Gráfico de eficiencia de planta CSP y temperatura ambiental para el 21 de diciembre en tres configuraciones de temperatura ambiental de diseño en SAM.

Como se muestra en Figura 57, la eficiencia del ciclo es mayor para una temperatura ambiental de diseño mayor. Además, la eficiencia para las tres configuraciones disminuye producto del aumento de temperatura ambiental a lo largo del día, reduciéndose alrededor de un 2,2% aproximadamente en las tres configuraciones de temperatura ambiental de diseño. Este comportamiento se debe al diseño del condensador el cual predice su rendimiento en condiciones fuera de diseño a través del polinomio de bi-variable presentado en [18] que relaciona la presión del condensador con la temperatura ambiental y el flujo de calor de rechazo.

4.4. Resultados rendimiento para un día de prueba.

El rendimiento del ciclo térmico diseñado en EBSILON aplicando las variables de entradas obtenidas de los resultados de la simulación de la planta CSP realizados en SAM para el 21 de diciembre de los datos obtenidos fueron separados en dos análisis, para un paso de tiempo de 1 hora en Figura 58 y para pasos de tiempo de 10 minutos en Figura 59 y Figura 60.

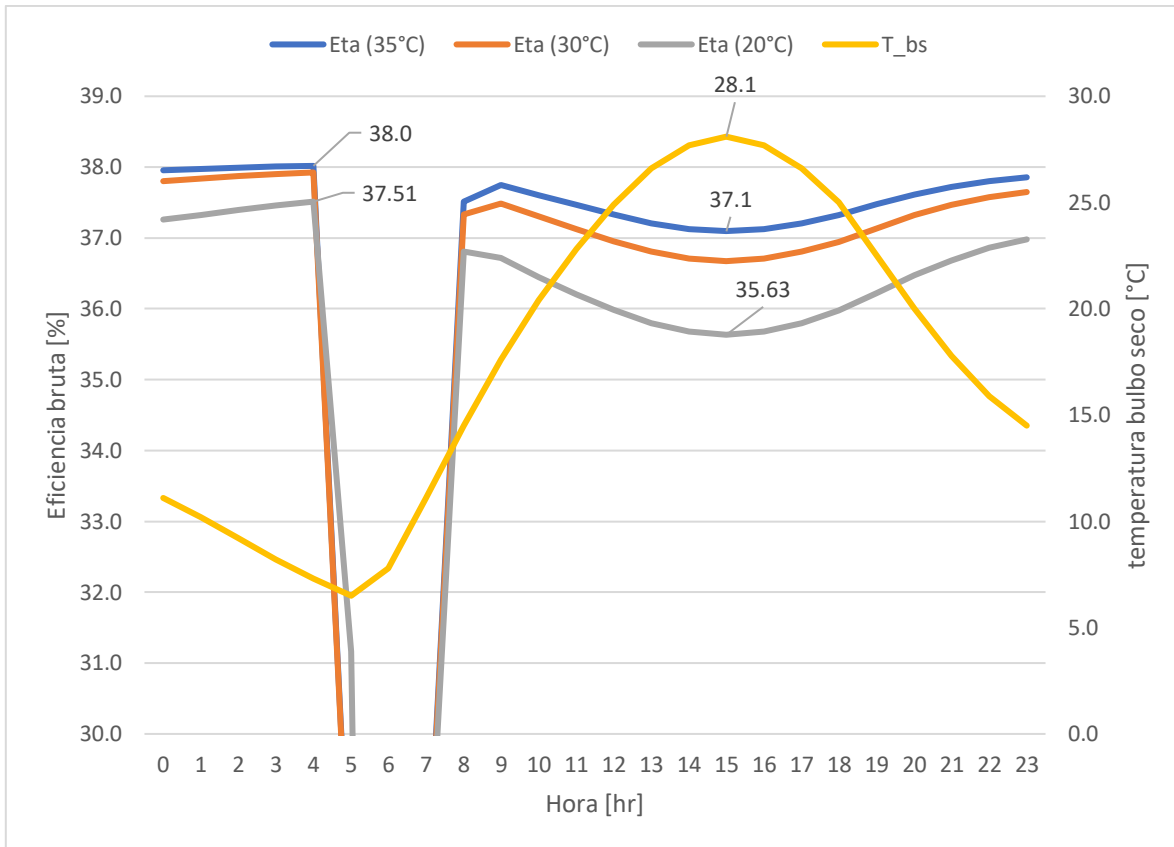


Figura 58 Gráfico de eficiencia del ciclo térmico para tres configuraciones de temperatura ambiental de diseño y la temperatura de bulbo seco para un paso de tiempo de 1 hora.

La eficiencia del ciclo térmico diseñado en EBSILON muestra un comportamiento similar a lo expuesto en los anteriores resultados con respecto a la relación entre la eficiencia del ciclo para configuraciones con una variación en la temperatura de diseño. Para la eficiencia bruta del ciclo simulado con 35°C de temperatura ambiental de diseño, la eficiencia es mayor en relación con las otras configuraciones. A continuación, una vez el ciclo vuelve a la puesta en marcha, existen una pequeña discontinuidad la cual se debe al efecto de las consideraciones de puesta en marcha mediante ecuaciones de flujo que consideran los efectos transientes durante los 30 minutos de transición. Por otro lado, la variación en la eficiencia del ciclo debido a la temperatura ambiental es menor en el caso de un ciclo térmico diseñado con una temperatura ambiental más alta, ya que la caída de eficiencia del ciclo con mayor temperatura es de alrededor de 1% mientras que, para el ciclo con una temperatura ambiental de diseño de 20°C, la caída en la eficiencia cuando la temperatura del día 21 de diciembre es máxima, es de alrededor de un 2% siendo este más afectado por este efecto. Finalmente, se considera que este modelo realizado con EBSILON es más eficiente que el desarrollado en SAM por dos principales motivos: (1) la consideración en el condensador en el nuevo modelo de SAM es más conservadora que el modelo utilizado en EBS, (2) Una mayor generación producto de una diferencia de 10 kg/s de flujo de sales al intercambiador.

Una mayor generación producto de una diferencia de 10 kg/s de flujo de sales al intercambiador

A continuación, se analiza la eficiencia y la potencia para el mismo día de prueba y con pasos de tiempo de 10 minutos.

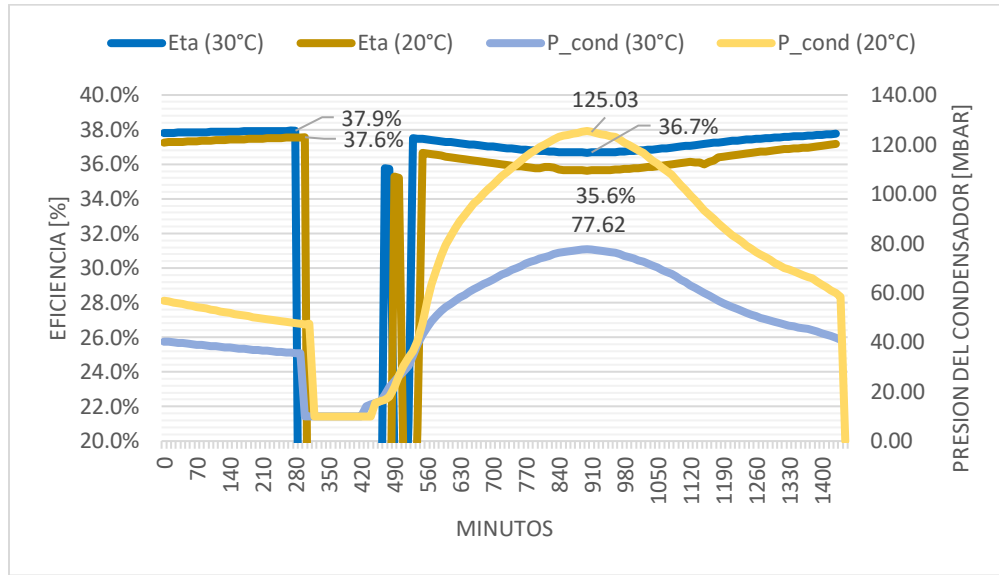


Figura 59 Gráfico de eficiencia bruta y presión del condensador del ciclo térmico para dos configuraciones de temperatura ambiental de diseño y la temperatura de bulbo seco para un paso de tiempo de 10 minutos.

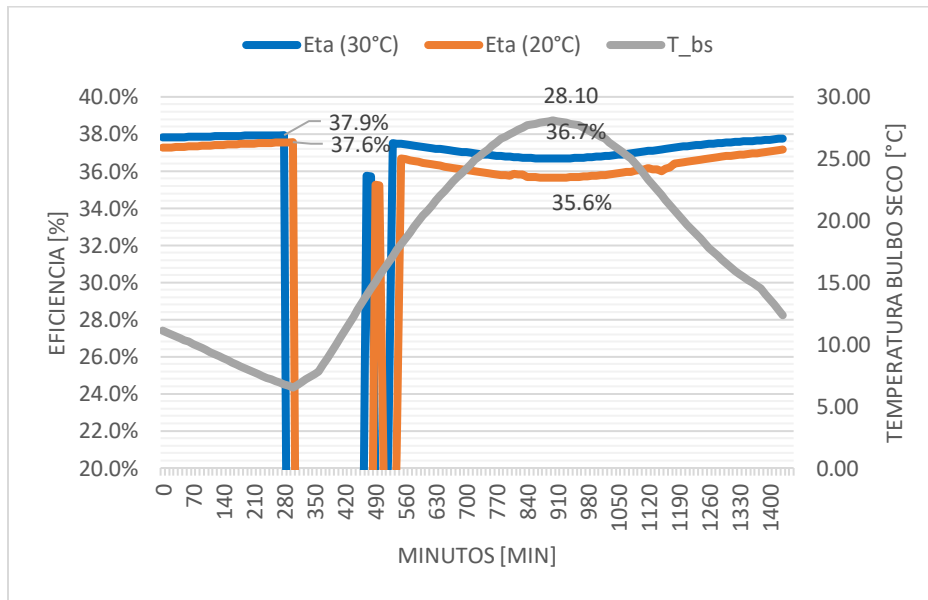


Figura 60 Gráfico de eficiencia del ciclo térmico para tres configuraciones de temperatura ambiental de diseño y la temperatura de bulbo seco para un paso de tiempo de 10 minutos.

Como se aprecia en Figura 60, el comportamiento de la presión del condensador durante el día de operación para las dos configuraciones de ciclo térmico. La eficiencia del ciclo con una temperatura ambiental de diseño de 30°C tiene una diferencia menor en la caída de eficiencia para los minutos del día con mayor temperatura ambiental, como se ve en Figura 60. Esto se ve reflejado en la presión del condensador para ambas configuraciones de ciclos térmicos. Durante la puesta en marcha, ambas

presiones se encuentran en valores mínimos similares, sin embargo a medida que la temperatura del día comienza a aumentar, la presión del condensador del ciclo térmico diseñado para una temperatura ambiental de 20°C haciende hasta los 125mbar lo que afecta directamente con la eficiencia del ciclo térmico para rechazar el calor del vapor, mientras que para la configuración de 30°C la presión se mantiene por debajo de la presión de diseño de 84mbar permitiendo al ciclo operar a eficiencias mayores a la nominal.

4.5. Resultados rendimiento anual por factor de carga.

El rendimiento anual del ciclo térmico para los casos de diseño con temperatura ambientales de 30°C y 20°C para los cuales se utilizó el método de control de presión del evaporador variable, el método de control de presión del condensador, utilizando el número y velocidad de ventiladores fijo, y un sistema de despacho uniforme a lo largo del año, es decir, el ciclo despacha electricidad cuando disponga de energía térmica en el sistema de almacenamiento. Se comparan los resultados globales para los modelos diseñados en EBS y en SAM.

Tabla 23 Rendimiento global para un año de operación y su diferencia respecto al modelo SAM de 30 °C.

Modelo	$T_{amb,d}$ °C	Energía anual GWh	Porcentaje de energía respecto a SAM 30°C	Ingreso respecto a SAM 30°C (PPA ⁷ =100 USD/MWh)
EBS	20	1124.04	3.50%	\$ 3,801,280.0
	30	1150.94	6.00%	\$ 6,516,480.0
SAM	20	1068.31	-1.60%	\$ -1,737,728.0
	30	1086.08	0.00%	\$ -

De la Tabla 23, ambos modelos presentan un aumento en la producción anual de energía cuando se diseña el ciclo térmico con una temperatura ambiental de diseño mayor, esto debido a que un condensador diseñado para 20°C será menos eficiente en periodos del día con altas temperaturas ambientales como se muestra en la Tabla 23, lo que posteriormente genera una menor producción de energía anual. Por otra parte, el modelo en EBS tiene una mayor producción de energía anual que el modelo en SAM para una misma temperatura ambiental de diseño, esto se debe principalmente a dos efectos. El flujo másico de sales fundidas de diseño difiere en 10kg/s entre el Ciclo térmico modelado en EBS y el modelado en SAM, dando la posibilidad al ciclo térmico de EBS de producir potencia sobre la nominal. Además, como se muestra en [18], el método de control de presión variable del ciclo térmico en SAM es más conservador comparado con datos de la industria, lo que genera una menor producción de energía anual al ser calculada bajo este método. A continuación, se presenta la distribución de tiempo que opera el ciclo térmico en diferentes rangos de factor de carga para los cuatro casos durante un año de operación.

⁷ PPA: Price purchase agreement (Acuerdo de precio de compra)

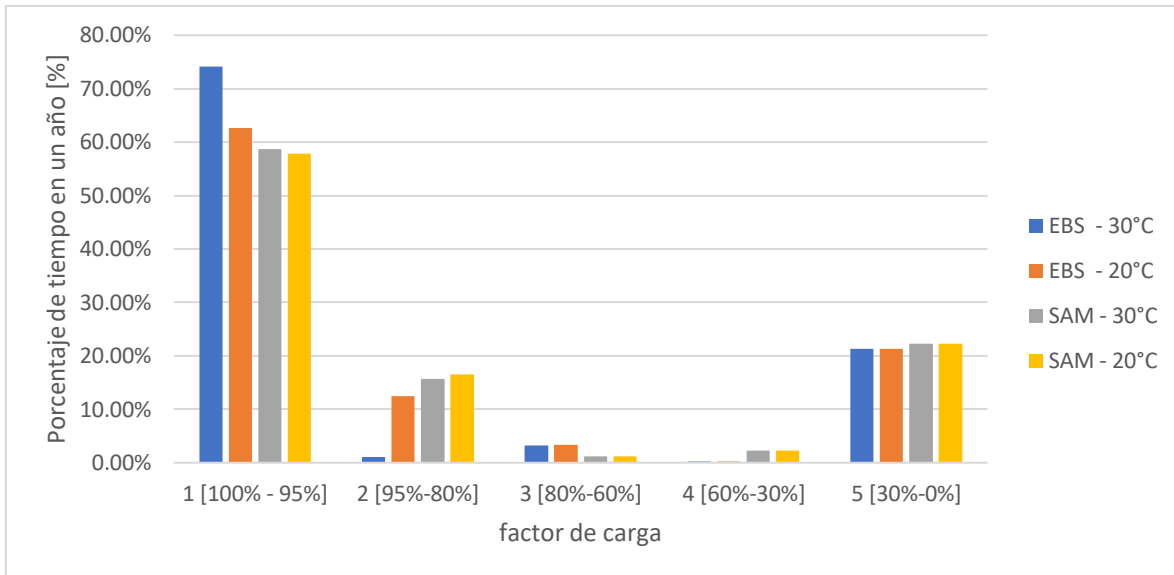


Figura 61 Gráfico de porcentaje de tiempo en operación para diferentes rangos de potencia de operación del Ciclo térmico en los dos modelos.

Como se puede ver en Figura 61, el ciclo que mayor producción de energía tiene en el año produce una mayor cantidad de energía en plena carga a diferencia de los otros casos en el que operan alrededor de un 15% del año a un factor de carga entre 94% y 80%, lo que reduce la energía producida producto de una menor eficiencia del ciclo térmico en estos periodos de tiempo. Además, existe una correlación entre el tiempo de operación a plena carga y la temperatura ambiental de diseño del ciclo, ya que como se puede observar, en ambos modelos, el ciclo diseñado con una temperatura de 30°C tiene un mayor tiempo de operación en plena carga que el ciclo diseñado con una temperatura ambiental de 20°C. Finalmente, la recomendación es optimizar el modelo en función de la temperatura ambiental de diseño en función de una variable de nivel de rendimiento anual técnico o económico como factor de planta, LCOE o PPA. Y considerar métodos de control de los principales componentes.

5. Conclusiones

El principal objetivo de este trabajo es modelar y analizar el bloque de potencia de una planta Solar CSP con torre, especialmente en condiciones de operación fuera del diseño. Esto con el objetivo de predecir su comportamiento de producción de manera más representativa.

En primer lugar se **analizó y revisó el estado de arte** referente modelos de bloque de potencia para plantas solares y sus respectivos componentes en condiciones fuera de diseño, se modeló el bloque de potencia y la planta CSP, se validaron los resultados del modelo mediante herramientas y resultados presentes en la literatura y finalmente se analizó el rendimiento del modelo para condiciones fuera de diseño producto de la variación del recurso solar y de la temperatura ambiental para un rango de tiempo de un día y de un año de operación. Se revisó la literatura respecto a modelos de ciclo térmico en condiciones fuera de diseño y se decidió utilizar herramientas altamente utilizadas en la academia e industria para realizar estudios de prefactibilidad técnica y económica de plantas Solares y bloques de potencia las cuales son SAM (Planta Solar) y EBSILON (Bloque de potencia). Posteriormente, se revisó las consideraciones y referencias que utilizadas para modelar los respectivos componentes en ambas herramientas. Las condiciones que más afectan el rendimiento del ciclo térmico de una planta CSP son:

- Los flujos de calor de entrada, desde el sistema de almacenamiento térmico hacia el intercambiador de calor del BP.
- Las variaciones de temperatura ambiental del lugar donde se encuentre el BP.
- Las variables de diseño del Ciclo térmico necesarias para configurar su diseño:
 - Presión del vapor en el evaporador
 - Presión del condensador
- La configuración del Ciclo térmico:
 - Número de intercambiadores de calor para Precalentar, Sobrecalentar y Recalentar el vapor dentro del ciclo.
 - Número de extracciones de vapor en la turbina.
- Métodos de control de presión y flujos durante operación:
 - Método de control de presión del vapor en evaporador
 - Método de control de presión del vapor en el condensador
 - Método de control de flujo másico de sales fundidas para balancear Despacho eléctrico a red.

Luego, se modeló el ciclo térmico en EBSILON con base en la configuración de ciclo térmico utilizada por la planta CSP del modelo de SAM y destallada en [12] la cual cuenta con precalentador, supercalentador, recalentador y un sistema de condensación de enfriamiento por aire. Los parámetros técnicos específicos se obtuvieron de los trabajos [12], [18] y [29] los que posteriormente fueron utilizados **para validar el modelo diseñado en EBSILON** para condiciones de diseño y fuera de diseño. La principal simplificación determinada para modelar el rendimiento del ciclo en condiciones fuera de diseño en SAM es el **método de regresión**, el cual consiste en generar un mapa de valores de potencia y flujo de calor de entrada del ciclo para múltiples condiciones diferentes en función de la temperatura de entrada de sales fundidas, el flujo másico de sales fundidas y la presión del condensador, de esta forma se generan coeficientes para la potencia y para el flujo de calor de entrada del ciclo, los cuales son multiplicados para determinar el rendimiento para todos los pasos de tiempo del año.

Mediante los **resultados presentados** se determinó que el rendimiento del ciclo de potencia en condiciones fuera de diseño es influenciado principalmente por:

- Flujo de calor de entrada (factor de carga)

La variación del flujo de calor de entrada en el ciclo producto de una variación en el recurso solar o de una señal del sistema de control de despacho influye directamente en la eficiencia del ciclo térmico debido a que esto genera una variación en los flujos máxicos dentro de los componentes principales del ciclo sacándolos de su condición de diseño y reduciendo su capacidad de entregar, rechazar el calor. La reducción de eficiencia aumenta para fracciones de carga del ciclo menores y tiene una tendencia no lineal.

- Variación en la temperatura ambiental

El diseño del condensador es fuertemente influenciado por la temperatura ambiental de diseño que se escoja, ya que este determinará el tamaño que tendrá, lo que aumentará el costo y el gasto energético de operación, y la capacidad que tenga este de rechazar el calor del ciclo ante la variación de temperatura ambiental exterior. De acuerdo con los resultados se determinó que al diseñar un condensador con una temperatura ambiental de diseño baja, este tendrá una menor eficiencia de diseño y su eficiencia será menor en momentos del día con altas temperaturas. A diferencia de condensadores diseñados con temperaturas ambientales mayores la cual tendrá una mayor eficiencia de ciclo térmico y una menor caída en la eficiencia a la variación de temperatura ambiental a lo largo del año. Este último efecto es simplificado en el modelo de ciclo térmico de SAM mediante el uso de del método de regresión para aproximar el rendimiento del ciclo y de esta forma poder reducir los tiempos de cómputo del modelo.

- Métodos de control de presión

Los principales métodos de control de presión para la operación del ciclo térmico en condiciones fuera de diseño estudiados en este trabajo son el **método de control de presión del evaporador** en el cual se comprobó las diferencias que existen en el control variable y control constante respecto a la eficiencia. Los resultados apuntan a que el método de control variable tiene una leve mejor eficiencia en condiciones variables ya que no se pierde energía al restringir el flujo de vapor a la entrada de la turbina, como es el caso del control constante. Además, el ciclo térmico en SAM tiene una estimación muy optimista para el control de presión constante y conservadora para el control de presión variable lo que disminuye la precisión del rendimiento anual del ciclo.

Por otra parte, se encuentra el **método de control de presión del condensador**, donde se analizó dos principales métodos (1) número y velocidad de giro de los ventiladores del condensador constante y (2) velocidad de giro constante y presión del condensador objetivo con una variación en el número de ventiladores activos. Los resultados del análisis determinaron que, tanto para una variación en el factor de potencia como para una variación en la temperatura ambiental del ciclo térmico, es recomendable utilizar el método de control (1) debido a que puede aprovechar las reducciones de temperatura ambiental para operar con presiones de condensador inferiores a las de diseño, generando mejores rendimientos en estos periodos.

- Paso del tiempo utilizado para calcular

Para simular el rendimiento del ciclo térmico y de la planta CSP es necesario seleccionar una ubicación e ingresar los datos meteorológicos de dicha ubicación. Estos datos generalmente se encuentran medidos en pasos de tiempo de 1 hora, por lo que generalmente se analiza el rendimiento

del ciclo en ese paso de tiempo. Sin embargo, esto genera una sobreestimación en los resultados de generación anual, especialmente en los periodos de transición entre fracciones parciales, puestas en marcha y fuera de servicio ya que el software al realizar cálculos de estados cuasi- estacionarios no considera efectos Transientes de los flujos másicos y flujos de calor del ciclo al variar de un estado a otro lo que finalmente resulta en una sobreestimación del rendimiento anual.

5.1. Futuros trabajos

Para complementar los resultados de este trabajo se propone detallar en los siguientes puntos con el fin de obtener el rendimiento del ciclo térmico de una planta CSP de torre más preciso ante las condiciones variables identificadas en este trabajo:

- Control de despacho eléctrico en función de la temperatura ambiental de diseño. Este factor afecta directamente los tiempos en los que la planta operara en condiciones parciales de carga, además de influir en la cantidad de cambios de cargas de operación a lo largo del año.
- Considerar efectos transientes en flujos másicos y flujos de calor se debe realizar un mayor análisis a ecuación de transporte de flujo másico de sales para el cálculo de rendimiento diario o anual.

6. Referencias

- [1] M. Martínez, R., Labarca, C., Poulain, M., Cáceres, S., Guzmán, R., Plaza, N., Rojas, Y., Gimeno, F., Bahamondez, C., Huiza, F., Alfaro, “Tercer Informe Bienal de Actualización de Chile sobre Cambio Climático,” 2018. [Online]. Available: <https://mma.gob.cl/wp-content/uploads/2018/12/3rd-BUR-Chile-SPanish.pdf>.
- [2] Ministerio de Energía, “Energía 2050 Política Energética de Chile,” *Ministerio de Energía Gobierno de Chile*. pp. 1–154, 2014, [Online]. Available: http://eae.mma.gob.cl/uploads/D03_Politica_Energetica_de_Chile_2050_Anteproyecto2.pdf.
- [3] E. O’Shaughnessy, J. R. Cruce, and K. Xu, “Too much of a good thing? Global trends in the curtailment of solar PV,” *Sol. Energy*, vol. 208, no. September, pp. 1068–1077, 2020, doi: 10.1016/j.solener.2020.08.075.
- [4] Ministerio de Energía, “Proceso de Planificación Energética de Largo Plazo,” p. 93, 2017, [Online]. Available: <http://pelp.minenergia.cl/informacion-del-proceso/resultados>.
- [5] R. Buck *et al.*, “Sistemas de torre solar - Estado y perspectiva,” *Dtsch. Gesellschaft für Int. Zusammenarbeit GmbH*, pp. 22–53, 2014.
- [6] A. Marzo *et al.*, “Solar extinction map in Chile for applications in solar power tower plants, comparison with other places from sunbelt and impact on LCOE,” *Renew. Energy*, vol. 170, no. October 2015, pp. 197–211, 2021, doi: 10.1016/j.renene.2021.01.126.
- [7] SolarGis, “Irradiancia normal directa Global.” [Online]. Available: <https://solargis.com/es/maps-and-gis-data/download/world>.
- [8] P. Gilman, N. Blair, M. Mehos, C. Christensen, S. Janzou, and C. Cameron, “Solar Advisor Model: User Guide for Version 2.0,” 2008. [Online]. Available: <http://www.nrel.gov/docs/fy08osti/43704.pdf>.
- [9] S. EBSILON Professional, “The Planning Tool for the Power Plant Process.”
- [10] R. Pitz-Paal, “Concentrating Solar Power Systems,” *EPJ Web Conf.*, vol. 148, pp. 1–19, 2017, doi: 10.1051/epjconf/201714800008.
- [11] U. Pelay, L. Luo, Y. Fan, D. Stitou, and M. Rood, “Thermal energy storage systems for concentrated solar power plants,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 79, no. March 2016, pp. 82–100, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.03.139.
- [12] M. J. Wagner, “Simulation and Predictive Performance Modeling of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants by,” p. 259, 2008, [Online]. Available: <http://sel.me.wisc.edu/publications/theses/wagner08.zip>.
- [13] A. Messadi and Y. Timoumi, “Improvement of the Solar Rankine Cycle Applying to the Solar Power Station: Solar II,” *Innov. Energy Res.*, vol. 07, no. 02, 2018, doi: 10.4172/2576-1463.1000198.
- [14] A. S. Karakurt and Ü. Güneş, “Performance analysis of a steam turbine power plant at part load conditions,” *J. Therm. Eng.*, vol. 3, no. 2, pp. 1121–1128, 2017, doi: 10.18186/thermal.298611.

- [15] L. Propp, B. Wolfgang, and L. Voelker, "A SIMPLIFIED ANALYTICAL APPROACH FOR CALCULATING THE START-UP TIME OF INDUSTRIAL STEAM TURBINES FOR OPTIMAL AND FAST START-UP PROCEDURES," pp. 1–12, 2015.
- [16] A. Poullikkas, I. Hadjipaschalis, and G. Kourtis, "A comparative overview of wet and dry cooling systems for Rankine cycle based CSP plants," *Trends Heat Mass Transf.*, vol. 13, no. January 2013, pp. 27–50, 2013.
- [17] A. V. Akkaya, "Performance analyzing of an organic rankine cycle under different ambient conditions," *J. Therm. Eng.*, vol. 3, no. 5, pp. 1498–1504, 2017, doi: 10.18186/journal-of-thermal-engineering.338897.
- [18] W. T. Hamilton, A. M. Newman, M. J. Wagner, and R. J. Braun, "Off-design performance of molten salt-driven Rankine cycles and its impact on the optimal dispatch of concentrating solar power systems," *Energy Convers. Manag.*, vol. 220, no. December 2019, p. 113025, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113025.
- [19] R. . Spencer, K. . Cotton, and C. . Connon, "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine Generators 16.500 KW and Larger," 1974.
- [20] D. H. Cooke, "Modeling off-design multistage turbine pressures by stodola's ellipse," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 107, no. 3, pp. 596–606, 1985, doi: 10.1115/1.3239778.
- [21] A. Gasc *et al.*, "Optimización de parametros de diseño de una planta Solar de concentracion para generación eléctrica considerando distintos escenarios de despacho," *Photosynthetica*, vol. 2, no. 1, pp. 1–13, 2018, [Online]. Available: <http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-76887-8%0Ahttp://link.springer.com/10.1007/978-3-319-93594-2%0Ahttp://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-409517-5.00007-3%0Ahttp://dx.doi.org/10.1016/j.jff.2015.06.018%0Ahttp://dx.doi.org/10.1038/s41559-019-0877-3%0Aht>.
- [22] R. Guédez, J. Spelling, B. Laumert, and T. Fransson, "Optimization of thermal energy storage integration strategies for peak power production by concentrating solar power plants," *Energy Procedia*, vol. 49, no. 0, pp. 1642–1651, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.173.
- [23] M. A. Reyes-Belmonte, A. Sebastián, J. Spelling, M. Romero, and J. González-Aguilar, "Annual performance of subcritical Rankine cycle coupled to an innovative particle receiver solar power plant," *Renew. Energy*, vol. 130, pp. 786–795, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2018.06.109.
- [24] M. Akmaliyah, "RADIATIVE-CONVECTIVE PANELS AND A COOLING SYSTEM FOR CONCENTRATING SOLAR POWER by," *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2013.
- [25] T. Cebecauer and M. Suri, "Typical Meteorological Year Data: SolarGIS Approach," *Energy Procedia*, vol. 69, no. March, pp. 1958–1969, 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.195.
- [26] IAEA, "Power Uprate in Nuclear Power Plants : Guidelines and Experience," 2011. [Online]. Available: www-pub.iaea.org/MTCD/publications/PDF/Pub1484_web.pdf.
- [27] Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas Universidad de Chile, "SOLAR Reporte Recurso Solar y datos meteorológicos - Explorador Solar," pp. 15–18, 2017, [Online]. Available: <http://solar.minenergia.cl/exploracion>.

- [28] A. M. Patnode, S. A. Klein, and D. T. Reindl, “Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power systems,” *Am. Sol. Energy Soc. - Sol. 2006 35th ASES Annu. Conf., 31st ASES Natl. Passiv. Sol. Conf., 1st ASES Policy Mark. Conf., ASME Sol. Energy Div. Int. Sol. Energy Conf.*, vol. 1, pp. 176–181, 2006.
- [29] M. J. Wagner, P. Gilman, M. J. Wagner, and P. Gilman, “Technical Manual for the SAM Physical Trough Model,” *Contract*, vol. 303, no. June, pp. 275–3000, 2011, doi: 10.2172/1016437.
- [30] Incropera, DeWitt, Bergman, and Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, vol. 6. 2015.
- [31] R. L. Bartlett, *Steam Turbine Performance and Economics*. 1958.
- [32] F. Lippke, “Simulation of the part-load behaviour of a 30 MW SEGS plant Frank Lippke,” 1995.
- [33] Y. Zhang, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, vol. 29, no. 1. 2001.
- [34] NREL, “System Advisor Model,” *U.S. Dep. Energy*, 2019, [Online]. Available: <https://sam.nrel.gov>.

7. Anexo

7.1. Modelo para componentes del ciclo térmico

7.1.1. Turbina

Condición de Diseño: La principal función de la turbina es transformar la energía contenida en el fluido, en forma de alta presión y temperatura, en energía cinética por medio de la transmisión de momentum a los alabes de la turbina, haciendo que este rote. Posteriormente, la rotación del eje de la turbina es transformada en energía eléctrica por medio de un generador.

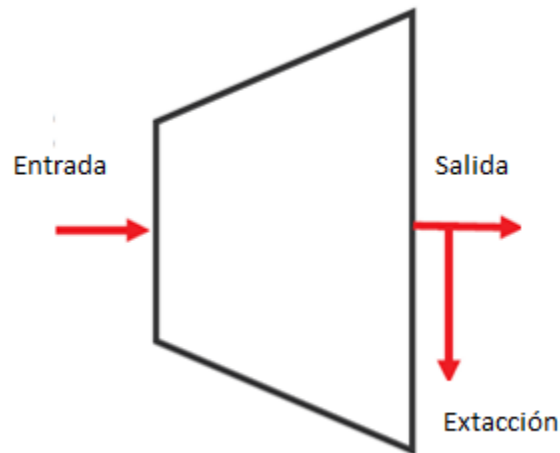


Figura 62 Representación de una etapa en la turbina con sus respectivos flujos [16].

El rendimiento de la turbina está determinado por la eficiencia isentrópica de esta. Este es un parámetro de diseño caracterizado por la geometría y otros factores, y permite determinar la entalpía de salida del vapor.

$$h_{v,out} = h_{v,in} + n_t * (h_{s\ v,out} - h_{v,in}) \quad (a1)$$

Donde $h_{v,out}$ es la entalpía del vapor a la salida de la turbina, $h_{v,in}$ es la entalpía a la entrada de la turbina, n_t es la eficiencia isentrópica de la turbina y $h_{s\ v,out}$ es la entalpía isentrópica a la salida de la turbina. Esta última calculada en función de la presión del vapor a la salida y la entropía a la entrada de la turbina.

$$h_{s\ v,out} = h(P_{v,out}, s_{v,in}) \quad (a2)$$

Condiciones Fuera de Diseño: La eficiencia de la turbina también varía en función de la carga del ciclo térmico. Para el caso de la turbina SEGS VI con características de: Velocidad de giro 3.600 [rpm], Turbinas de condensación, una etapa de impulso, con una sección de recalentamiento entre la etapa de alta y baja presión. La función de reducción de eficiencia está determinada por el siguiente polinomio propuesto por [31].

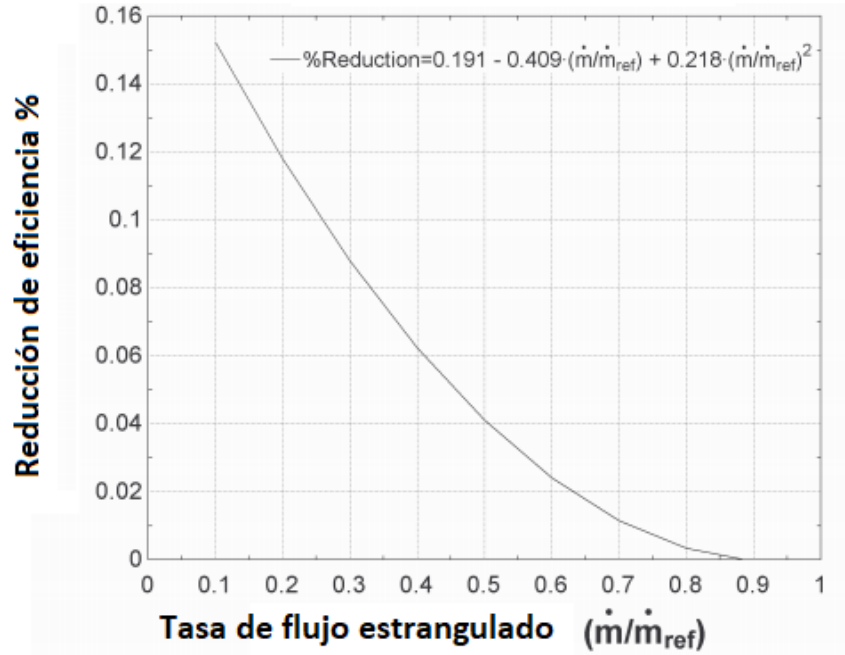


Figura 63 Eficiencia para una turbina de referencia a diferentes tasas de flujos másicos de vapor respecto al valor de referencia [16].

$$\eta_{red} = 0.191 - 0.409 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right) + 0.218 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right)^2 \quad (a3)$$

Donde η_{red} eficiencia reducida de la turbina se calcula en función de la razón entre el flujo másico de vapor \dot{m} y el flujo másico real y \dot{m}_{ref} el flujo másico de referencia obtenido en condiciones de diseño. Finalmente, la eficiencia de la turbina es calculada mediante:

$$\eta_t = (1 - \eta_{red}) * \eta_{t,ref} \quad (a4)$$

La caída de presión en cada sección de la turbina dependerá también dependerá del flujo másico de vapor que circule. De acuerdo con la **ley de la elipse de Stodola** [20] la cual describe la relación entre presión de entrada, presión de salida y la tasa de flujo másico de vapor en carga parcial es:

$$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right)^2 = \frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{1,ref}^2 - P_{2,ref}^2} \quad (a5)$$

Finalmente, el trabajo realizado por el vapor sobre la turbina es calculado con base en la entalpía del vapor en la entrada, la salida y el flujo másico de vapor que circula en la turbina.

$$w_t = \dot{m} * (h_{v,in} - h_{v,out}) \quad (a6)$$

7.1.2. Bomba

La función de este componente es transportar el agua a la salida del condensador hacia el intercambiador de calor del ciclo térmico y aumentar su presión. A modo de representar los flujos de entrada y salida de este componente se presenta la Figura 64.



Figura 64 Representación de una bomba con su respectivo flujo.

Condición de Diseño: El rendimiento de la bomba está caracterizado por su eficiencia isentrópica. Esta eficiencia es calculada con el ratio entre el cambio de entalpía isentrópica y el cambio real de entalpía de la bomba.

$$n_p = \frac{h_{agua,in} - h_{s\ agua,out}}{h_{agua,in} - h_{agua,out}} \quad (a7)$$

Donde n_p es la eficiencia isentrópica de la bomba, $h_{agua,in}$ es la entalpía del agua a la entrada de la bomba, $h_{agua,out}$ es la entalpía del agua a la salida y $h_{s\ agua,out}$ es la entalpía isentrópica a la salida. Esta última es calculada en función de la presión de salida del agua y la entropía de entrada del agua.

$$h_{s\ agua,out}(P_{agua,out}, s_{agua,in}) \quad (a8)$$

Par el caso de diseño, la eficiencia es un valor asignado arbitrariamente y es determinado mediante la siguiente expresión:

$$w_p = h_{agua,in} - h_{agua,out} \quad (a9)$$

Condición Fuera de Diseño: La eficiencia de la bomba cambiará en función del flujo másico de agua, el que a su vez depende de la carga del ciclo térmico. Asumiendo que la eficiencia de referencia de la bomba es determinada para la operación de diseño. A una velocidad constante de la bomba, el cambio de eficiencia de la bomba está expresado por medio de la siguiente expresión propuesta por [32].

$$\frac{n_p}{n_{p,ref}} = 2 * \left(\frac{\dot{m}_{agua}}{\dot{m}_{agua,ref}} \right) - \left(\frac{\dot{m}_{agua}}{\dot{m}_{agua,ref}} \right)^2 \quad (a10)$$

Finalmente, el trabajo realizado por la bomba (w_p) es calculado en función de las entalpías de salida y entrada del agua.

$$w_p = h_{agua,in} - h_{agua,out} \quad (a11)$$

7.1.3. Supercalentador y recalentador

Condiciones de Diseño: Estos componentes se utilizan para incrementar la temperatura del vapor, el cual entra cercano al punto de saturación. En el estudio que utiliza SAM como referencia se trabaja con un intercambiador de calor del tipo Carcaza y tubo a contra flujo. La figura 26, representa gráficamente los flujos de entrada y salida de ambos fluidos.

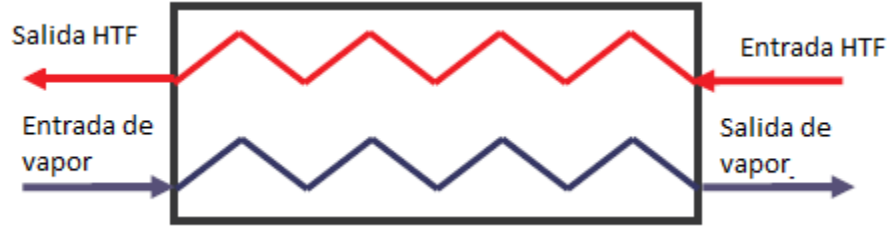


Figura 65 Representación de intercambiador de calor de tipo supercalentador o recalentador de flujo cruzado con sus respectivas direcciones [16].

El rendimiento térmico se expresa por medio del factor de efectividad, el cual está definido por el calor de transferencia efectivo dividido en el calor de transferencia máximo posible.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (a12)$$

La transferencia máxima de calor posible es igual a la menor capacitancia térmica entre los dos fluidos multiplicado por la resta entre la temperatura de entrada del fluido caliente y la temperatura de entrada del fluido frío, expresado de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{\max} = \dot{C}_{\min} * (T_{htf,in} - T_{v,in}) \quad (a13)$$

$$\dot{C}_{\min} = \text{Min}(\dot{C}_c, \dot{C}_h) \quad (a14)$$

$$\dot{C}_c = cp_v * \dot{m}_v \quad (a15)$$

$$\dot{C}_h = cp_{htf} * \dot{m}_{htf} \quad (a16)$$

El factor de efectividad depende de dos parámetros: el radio entre la capacitancia térmica de los fluidos (C_r) y el número de transferencia de unidad (NTU) del intercambiador de calor. El radio de capacitancia está en función de la capacitancia mínima y la máxima en el intercambiador de calor:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (a17)$$

EL NTU está definido en función del producto entre la conductancia térmica y el área del intercambiador de calor dividido en la conductancia térmica mínima entre los dos fluidos.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (a1857)$$

El producto entre la conductancia térmica y el área es determinado en el diseño del intercambiador de calor y depende de los requerimientos del bloque de potencia y de los flujos másicos empleados para llevar a cabo esos requerimientos. Para **intercambiadores de contra flujo de calor sensible**, el factor de efectividad es calculado por medio de la siguiente expresión.

$$\varepsilon = \frac{(1 - e^{-NTU*(1-C_r)})}{1 - C_r * e^{-NTU*(1-C_r)}} \quad (a19)$$

Obtenidos estos valores, es posible calcular el flujo de calor en el intercambiador de calor entre los fluidos. La entalpía del fluido a la salida del intercambiador de calor está determinada mediante la siguiente expresión.

$$h_{v,out} = h_{v,in} + \frac{\dot{Q}_{hx}}{\dot{m}_v} \quad (a20)$$

Donde $h_{v,out}$ es la entalpía de vapor de salida, $h_{v,in}$ es la entalpía de vapor de entrada, Q_{hx} el flujo de calor del intercambiador de calor y \dot{m}_v el flujo másico de vapor.

La temperatura del vapor a la salida del intercambiador dependerá de la presión y de la entalpía del vapor.

$$T_{v,out} = T(h_{v, out}, P_{v, out}) \quad (a21)$$

Donde la presión del vapor a la salida del intercambiador dependerá de la caída de presión que se considere a lo largo del intercambiador de calor. Una expresión propuesta por [33] plantea que esta depende del coeficiente de caída de presión del vapor multiplicado por el flujo másico de vapor al cuadrado.

$$P_{v,out} = P_{v,in} - k_v * \dot{m}_v^2 \quad (a22)$$

El valor de la presión de salida fue obtenido en base a datos experimentales. Y corresponde una diferencia de presión de 5,5 % [28] aproximadamente en relación con presión de entrada.

La entalpía de salida de las sales fundidas es determinada

$$h_{htf,out} = h_{htf,in} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{htf}} \quad (a23)$$

La temperatura de las sales a la salida es determinada en función de la entalpía por medio de una interpolación. (Tabla de propiedades de Sales fundidas). Además, se asume continuidad en los flujos másicos de vapor y de sales fundidas, por lo que los valores no varían.

Condiciones Fuera de diseño: La conductancia térmica (UA) del intercambiador de calor es posible obtener por medio de un balance de energía y permite dimensionar el intercambiador de calor. A cargas parciales, la conductancia térmica disminuirá en función de los flujos másicos en el intercambiador de calor. Esta relación depende de varios factores, los que serán descritos a

continuación. Para el caso de la conductancia de un intercambiador de calor de tubo infinitos determinado como el total de las resistencias térmicas entre los dos fluidos.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (\text{a24})$$

Donde h es el coeficiente de convección $\frac{W}{m^2 K}$, A es el área en m^2 , R es el factor de calidad superficial de la superficie del tubo $\frac{m^2 K}{W}$, D es el diámetro, k es la conductividad térmica del material entre los fluidos, L es el largo del intercambiador de calor, subíndice i es la superficie interna y subíndice o es la superficie externa del intercambiador de calor.

Esta expresión puede ser simplificada si se asume que el factor de calidad superficial y las resistencias térmicas no tienen una gran influencia en la conductancia del intercambiador de calor.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (\text{a25})$$

De esta forma, la conductancia térmica queda en función de las áreas de los tubos y el coeficiente de convección. El área de los tubos no se ve afectado en carga parcial por lo que es un valor fijo y propio de la geometría de diseño, por otro lado, el coeficiente de convección cambia en función del flujo másico y de otros factores. Este coeficiente está en función del número de Nusselt⁸.

$$h = Nu * \frac{k_{fluid}}{D} \quad (\text{a26})$$

Donde Nu es el número de Nusselt, k_{fluid} es la conductividad térmica del fluido y D el diámetro hidráulico.

Asumiendo que el fluido es totalmente desarrollado tanto hidráulica como térmicamente y turbulento en tubos circulares de calidad superficial fina, el número de Nusselt puede ser expresado en función del número de Reynolds (Re) y el número de Prandtl (Pr).

$$Nu_D = 0.023 * Re_D^{0.8} * Pr^n \quad (\text{a27})$$

Donde $n=0.4$ para fluidos que transfieren calor y $n=0.3$ para fluidos que reciben calor. Además, el número de Reynolds⁹ y el de Prandtl¹⁰ se definen mediante las siguientes ecuaciones.

$$Re_D = \frac{4 * m}{\pi D \mu} \quad (\text{a28})$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del fluido $\frac{N s}{m^2}$.

⁸ Nusselt: Relación entre la transferencia de calor por convección y conducción de un fluido que discurre sobre un material.

⁹ Reynolds: relación entre las fuerzas viscosas y las fuerzas de inercia de un fluido.

¹⁰ Prandtl: Relación entre la velocidad difusión de la cantidad de movimiento y la velocidad de difusión de calor.

$$Pr = \frac{\mu * c}{k_{fluido}} \quad (a29)$$

Donde c es el calor específico del fluido $\frac{kJ}{kg K}$.

Si se asume que las propiedades del fluido son constantes, el número de Pr será constante para ambos fluidos y el número de Reynolds dependerá solo del flujo másico. Por lo que el coeficiente de convección será proporcional al flujo másico. Por medio de esta simplificación los cambios del flujo masico influyen más respecto a los cambios de temperatura del fluido sobre la conductancia del IDC.

$$h \sim Nu \rightarrow h \sim Re^{0.8} \rightarrow h \sim m^{-0.8} \quad (a30)$$

Por esta razón, la conductancia térmica del intercambiador de calor debe ser proporcional al flujo másico de ambos fluidos

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{m_i^{-0.8}} + \frac{1}{m_o^{-0.8}} \quad (a31)$$

Por esto, la conductancia a carga parcial en función de la conductancia de referencia en condiciones de diseño.

$$\frac{UA}{UA_{ref}} = \frac{\left(\frac{1}{m_{i,ref}^{-0.8}} + \frac{1}{m_{o,ref}^{-0.8}} \right)}{\left(\frac{1}{m_i^{-0.8}} + \frac{1}{m_o^{-0.8}} \right)} \quad (a32)$$

Como se ha asumido que el flujo se conserva a lo largo del tubo del intercambiador de calor, el flujo que entra es el mismo que sale.

$$\frac{m_i}{m_o} = \frac{m_{i,ref}}{m_{o,ref}} = K \quad (a33)$$

$$\frac{UA}{UA_{ref}} = \frac{\frac{1}{K} \left(\frac{1}{m_{i,ref}^{-0.8}} + \frac{1}{m_{o,ref}^{-0.8}} \right)}{\frac{1}{K} \left(\frac{1}{m_i^{-0.8}} + \frac{1}{m_o^{-0.8}} \right)} \quad (a34)$$

Al despejar y simplificar se obtiene:

$$\frac{UA}{UA_{ref}} = \left(\frac{m_o}{m_{o,ref}} \right)^{0.8} \quad (a3558)$$

7.1.4. Precalentador o Economizador

Este intercambiador de calor se utiliza para aumentar la temperatura del agua que entra a la caldera del bloque de potencia y llevarla a la temperatura de saturación del agua a la presión del evaporador. En figura 66 se representan los flujos de entrada y salida de los fluidos presentes en el componente.

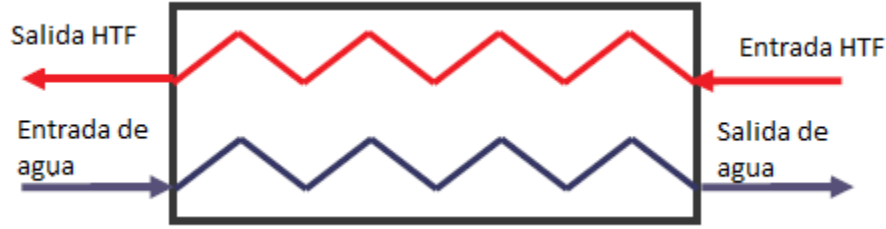


Figura 66 Representación de intercambiador de calor de tipo economizador o precalentador de flujo cruzado con sus respectivas direcciones [16].

Este componente es modelado asumiendo que la temperatura de salida es la temperatura de saturación del agua líquida a una presión determinada. La cual representa la presión del evaporador.

La caída de presión del agua al pasar por el precalentador se determina de igual forma que el vapor en el caso de supercalentador y recalentador:

$$P_{agua,out} = P_{agua,in} - k_{agua} * m_{agua}^2 \quad (a36)$$

$$h_{agua,out} = h(P_{agua,out}, x = 0) \quad (a37)$$

El coeficiente de caída de presión del agua es determinado mediante los datos experimentales [28]. El calor de transferencia en el precalentador es calculado mediante las entalpías de entrada y salida en ecuación (a38).

$$\dot{Q}_{ph} = m_{agua} * (h_{agua,out} - h_{agua,in}) \quad (a38)$$

Asumiendo un comportamiento adiabático en el intercambiador de calor, la entalpía de las sales fundidas es representada en ecuación (a39):

$$h_{htf,out} = h_{htf,in} - \frac{\dot{Q}_{ph}}{\dot{m}_{htf}} \quad (a39)$$

A diferencia del modelo de Supercalentador y Recalentador, la conductancia térmica del Precalentador no es específica, ya que se asume que esta dependerá de la temperatura necesaria para elevar el fluido a temperatura de saturación y no comenzar con la evaporación. Esto simplifica el modelo, ya que puede que parte del agua sea evaporada en el precalentador o que parte del proceso de precalentamiento se haga en el evaporador.

7.1.5. Condensador

La función del condensador es transformar el vapor de agua que sale de la turbina de baja presión en agua líquida, idealmente subenfriada para asegurar que no exista vapor que pueda dañar la bomba del ciclo, por lo que se considera un intercambiador de calor de dos fases. Existen dos principales tipos de condensadores, los de tipo húmedo, los que utilizan fuentes de agua, como ríos, para rechazar el calor del ciclo térmico. Y los condensadores de tipo seco, los que utilizan el aire para condensar el vapor de agua. Generalmente son más eficientes y económicos los condensadores de tipo húmedo, sin embargo, dada la ubicación de las plantas CSP y a las restricciones ambientales que existe en el

uso de recurso hídrico en zonas desérticas, es recomendable diseñar y evaluar con condensadores de tipo seco. SAM considera la configuración de Ciclo térmico con condensador de tipo húmedo para generar el mapa de datos para el modelo de regresión. Sin embargo, es posible utilizar un condensador de tipo seco al momento de simular. Esto puede tener diferentes consecuencias en los resultados del rendimiento del ciclo.

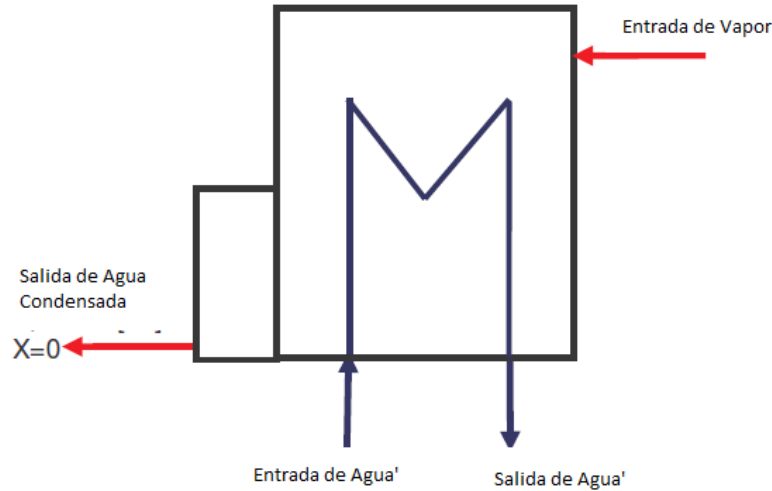


Figura 67 Representación de condensador genérico con sus respectivos flujos [16].

Condición de Diseño: Para modelar el condensador se utilizó el método de unidades de transferencia de calor (NTU) el cual permite calcular el factor de efectividad del intercambiador de calor que corresponde la tasa de calor que es posible transferir de un fluido a otro. Dado que la temperatura del fluido al cambiar de fase no varía, la capacitancia del intercambiador es infinita, por lo que la mínima capacitancia necesaria será la del fluido que no cambia de fase, en este caso el agua de enfriamiento, mayor detalle en sección de intercambiador de calor. Para este caso, el flujo de calor en el condensador en condiciones de diseño es:

$$q_{cond} = h_{cond_{in}} - h_{cond_{out}} \quad (a40)$$

Y el tamaño del condensador es calculado a través del factor de conductividad y el método de NTU como se ha mencionado:

$$\varepsilon_{cond} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{cp_{agua'} * \dot{m}_{agua'} * (T_{v,in} - T_{agua',in})} \quad (a41)$$

$$NTU_{cond} = -\ln(1 - \varepsilon_{cond}) \quad (a42)$$

$$UA_{cond} = NTU_{cond} * cp_{agua'} * \dot{m}_{agua'} \quad (a43)$$

Como se mencionó al inicio de la sección, la temperatura de condensación, y la temperatura ambiental serán definidos como parámetros de diseño, solo es necesario realizar el balance energético para determinar las tasas de calor, temperaturas y flujos másicos necesarios para operar a diseño.

Condición Fuera de Diseño: Para el caso de cargas parciales se utiliza la siguiente expresión. La cual calcula el flujo de calor del condensador en función de la relación entre el flujo

$$\frac{UA}{UA_{ref}} = \left(\frac{m_o}{m_{o,ref}} \right)^{0.8} \quad (a44)$$

$$NTU_{cond} = \frac{UA_{cond}}{\dot{m}_v * cp_{cond}} \quad (a45)$$

$$\varepsilon_{cond} = (1 - e^{-NTU_{cond}}) \quad (a46)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \varepsilon_{cond} * cp_{agua'} * \dot{m}_{agua'} * (T_{v,in} - T_{agua',in}) \quad (a47)$$

Se asume que la caída de presión en el evaporador es nula y la entalpía del vapor será determinada para una calidad de vapor saturado.

$$P_{agua,out} = P_{v,in} \quad (a48)$$

$$h_{agua,out} = h(P_{agua,out}, x = 0) \quad (a49)$$

7.1.6. Evaporador

La función del evaporador es transformar el agua líquida en vapor, por lo que se considera un intercambiador de calor de dos fases. Para el modelo se considera un intercambiador de carcasa y tubo. En Figura 68 se representa los flujos de entrada y salida de ambos fluidos presentes en el componente.

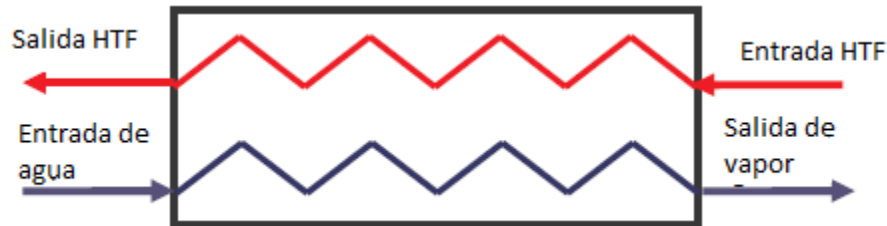


Figura 68 Representación de intercambiador de calor de tipo evaporador de flujo cruzado con sus respectivas direcciones de flujo [16].

Condición de Diseño: Al igual que el condensador, se utiliza el método NTU para calcular el factor de efectividad del intercambio de calor. Además, dado que en el evaporador existe un cambio de fase, la temperatura del fluido de trabajo no varía a lo largo del evaporador por lo que la capacitancia es infinita. Por esto el flujo de calor en el condensador en condiciones de diseño es:

$$q_{eva} = h_{eva,in} - h_{eva,out} \quad (a50)$$

Y el tamaño del evaporador es calculado a través del factor de conductividad y el método de NTU como se ha mencionado:

$$\varepsilon_{eva} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{cp_{htf} * \dot{m}_{htf} * (T_{htf,in} - T_{agua,in})} \quad (a51)$$

$$NTU_{eva} = -\ln(1 - \varepsilon_{eva}) \quad (a52)$$

$$UA_{eva} = NTU_{eva} * cp_{htf} * \dot{m}_{htf} \quad (a53)$$

La temperatura de evaporación, la temperatura de entrada y salida de las sales fundidas y el flujo másico son especificados en el diseño.

Condición Fuera de diseño: Las condiciones Fuera de Diseño dentro del evaporador se pueden dar principalmente por un cambio en el flujo másico tanto de las sales fundidas como del vapor, las cuales se encuentran en proporción con la carga del Ciclo Térmico. Además, la principal forma que existe para cambiar la potencia generada por la Planta CSP es reducir el flujo másico de Sales fundidas que entran al intercambiador de calor, este cambio afectará a la capacidad de generar vapor, disminuyendo el flujo másico de vapor lo que producirá una menor potencia eléctrica de salida.

Reducir el flujo de sales → Reduce La energía de entrada → Reduce la generación de vapor en el Ciclo → Menor flujo másico de vapor.

A pesar del menor flujo másico de vapor, el flujo de vapor volumétrico se mantiene relativamente constante debido a que la velocidad del eje de la turbina debe girar de forma constante, en este caso a una velocidad de diseño de 3600 rpm. Esta reducción de flujo másico, pero no de flujo volumétrico tiende a disminuir la presión a la entrada de la turbina en proporción directa, es decir, el flujo másico de vapor disminuye y la presión de entrada también disminuye, (Hamilton et al). Existen dos métodos para controlar la presión en el evaporador dado este efecto en cargas parciales, cada una con sus ventajas y desventajas como se resumen en Tabla 24, estos métodos consisten en:

1. Sliding Pressure: Producir agua de alimentación a una presión reducida. (La presión del evaporador varía en función de la carga)
2. Constant Pressure: Producir agua de alimentación a presión de diseño con una **válvula estranguladora** en la entrada de la turbina.

Tabla 24 Comparación entre los métodos de control de presión en el evaporador [20].

	Ventajas	Desventajas
Sliding Pressure (Presión Variable)	<ul style="list-style-type: none"> • No hay pérdidas de energía por irreversibilidades en la válvula de estrangulamientos. • Los requerimientos de alta presión en las bombas son reducidos, por lo que su trabajo decrece. • Mejor eficiencia térmica 	<ul style="list-style-type: none"> • Mayor tiempo de respuesta a cambios de carga ya que la presión del evaporador varía en función de la carga del ciclo. • Estrés térmico en el evaporador en función de la carga
Constant Pressure (Presión Constante)	<ul style="list-style-type: none"> • El evaporador no presenta cambios de presión en condiciones fuera de diseño • Reducción el estrés de material producto de los cambios transientes (presión) 	<ul style="list-style-type: none"> • Se pierde energía debido a la válvula de estrangulamiento.

Para el modelo propuesto por Wagner et al. El método utilizado es el de presión constante y la expresión que determina la capacitancia térmica y la tasa de calor del evaporador:

$$\frac{UA_{eva}}{UA_{eva,ref}} = \left(\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{v,ref}} \right)^{0,8} \quad (a54)$$

$$NTU_{eva} = \frac{UA_{eva}}{\dot{m}_v * cp_v} \quad (a55)$$

$$\varepsilon_{eva} = 1 - e^{-NTU_{eva}} \quad (a56)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \varepsilon_{eva} * (\dot{m}_{htf} * cp_{htf,eva})(T_{htf, in} - T_{agua,in}) \quad (a57)$$

Se asume que la caída de presión en el evaporador es nula y la entalpía del vapor será determinada para una calidad de vapor saturado.

$$P_{v,out} = P_{v,in} \quad (a58)$$

$$h_{v,out} = h(P_{v,out}, x = 1) \quad (a59)$$

El flujo másico de vapor saturado está determinado por la transferencia de calor entre los fluidos de trabajo sobre la diferencia de entalpía entre el agua saturada de entrada y el vapor saturado de salida.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_{eva}}{h_{v,out} - h_{agua,in}} \quad (a60)$$

La entalpía de salida de las sales fundidas queda determinada por el balance de energía:

$$h_{htf,out} = h_{htf,in} - \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{m}_{htf}} \quad (a61)$$

La Temperatura de las sales a la salida es determinada en función de la entalpía por medio de una interpolación. (Tabla de propiedades de Sales fundidas).

Finalmente se asume continuidad en los flujos.

$$m_{agua,in} = m_{steam,in} \quad (a62)$$

$$m_{htf,in} = m_{htf,in} \quad (a63)$$

7.1.7. Ciclo térmico total

Finalmente se realiza el cálculo de las variables globales del ciclo térmico como lo son la tasa de calor de ingreso, potencia generada, la eficiencia térmica:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{ph} + \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{sh} + \dot{Q}_{rh} \quad (a6459)$$

$$\dot{W}_{ciclo} = \dot{W}_{total,t} - \dot{W}_{total,b} + \dot{W}_{fan} \quad (a65)$$

$$n_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{Q}_{total}} \quad (a66)$$

Con base en estos modelos SAM puede calcular la potencia eléctrica de la planta en función de parámetros de entrada como: Flujo másico de sales, temperatura de entrada de las sales, temperatura del agua para condensación, presión del evaporador, entre otros. SAM debe calcular el rendimiento para condición de diseño y fuera de diseño para cada componente y para esto utiliza un método estadístico llamado método de regresión el cual será descrito a continuación.

7.2. Regresión

Este método, permite generar una “mapa” de coeficientes que permiten calcular de forma aproximada, el resultado de la potencia del ciclo como la tasa de calor de entrada en condiciones fuera de diseño por medio del cálculo utilizando una serie de valores de variables independientes y la interacción entre ellas, ha esto se le llama prueba de experimentación. Los parámetros que el software SAM utiliza para realizar las pruebas de experimentación del método de regresión son los siguientes:

- $T_{s,hot,ND}$ [20% - 120%]
- P_{cond} [3000 Pa y 27.000 Pa]
- $\dot{m}_{s,ND}$ [10%-150%]

Cada una de estas variables son calculadas para **veinte pasos** cada una y mediante estos vectores generados se calcula efecto principal y el efecto de interacción para las variables resultado P_{ND} y Q_{ND} . A continuación, se utilizará a la Presión del condensador para dar un **ejemplo** del cálculo:

- Se tiene el vector P_{cond} [3000 Pa y 27.000 Pa] con 20 filas.
- Se calcula la Potencia y tasa de calor de entrada para todos los valores de presión, es decir se calcula el efecto principal de la presión sobre las variables resultado mientras las otras variables se mantienen fijas en su valor de diseño.

$$P_{ND,i} = P_{ND,i}(P_{cond,i}) \quad (a67)$$

$$Q_{ND,i} = Q_{ND,i}(P_{cond,i}) \quad (a68)$$

- Luego se calcula la Potencia y tasa de calor de entrada para todos los valores de presión que tienen interacción con las otras variables independientes correspondientes a $T_{s,hot,ND}$. a continuación, el calcula de variables resultados para ejemplo en particular:

$$P_{ND,i} = P_{ND,i}(P_{cond,i}, T_{s,hot,ND}^+ = 120\%) \quad (a69)$$

$$P_{ND,i} = P_{ND,i}(P_{cond,i}, T_{s,hot,ND}^- = 20\%) \quad (a70)$$

$$Q_{ND,i} = Q_{ND,i}(P_{cond,i}, T_{s,hot,ND}^+ = 120\%) \quad (a71)$$

$$Q_{ND,i} = Q_{ND,i}(P_{cond,i}, T_{s,hot,ND}^- = 20\%) \quad (a72)$$

Un ejemplo de la variación de Potencia y tasa de calor de entrada del ciclo en función de la presión del condensador para 3 valores de Temperatura de entrada de sales fundidas $T_{htf,in}$ para este caso en particular.

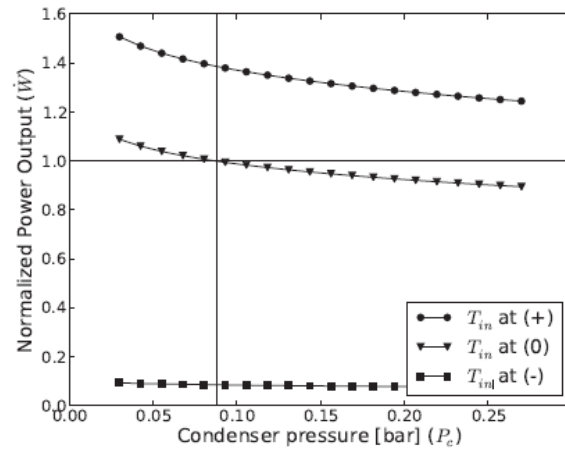


Figura 69 Gráfico de potencia del ciclo normalizada en función de la presión en el condensador para la temperatura del vapor a la entrada de la turbina mínima, máxima y de diseño

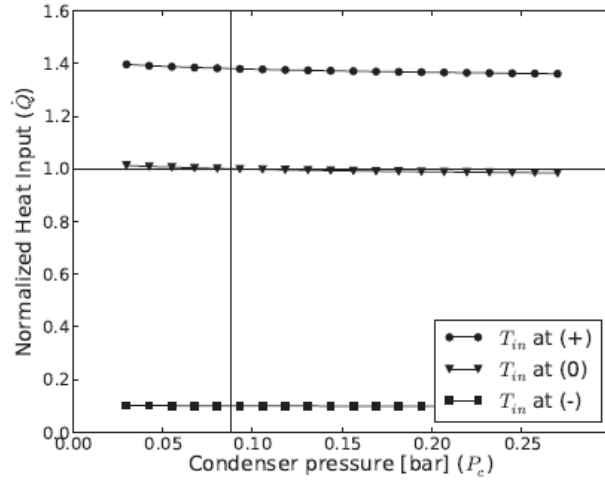


Figura 70 Gráfico de calor de entrada del ciclo normalizada en función de la presión en el condensador para la temperatura del vapor a la entrada de la turbina mínima, máxima y de diseño

Finalmente, se calcula el índice correspondiente a la potencia y la tasa de calor de entrada del ciclo en función de los valores independientes, $T_{s,hot,ND}$, P_{cond} , $\dot{m}_{s,ND}$ de operación. Esto se realiza mediante la ecuación:

$$EI(P_{ND}) = P_{ND}(T_{s,ND}^{\pm} | P_{cond,i}) = \frac{(P_{ND}(\widehat{P_{cond,i}}) - P_{ND}(P_{cond,i}))}{P_{ND}(P_{cond,i}) * (P_{ND}(T_{s,ND}^{\pm}) - 1)} \quad (a73)$$

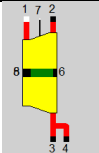
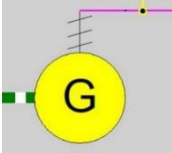
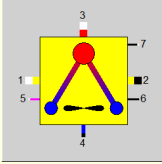
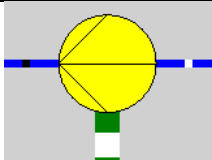
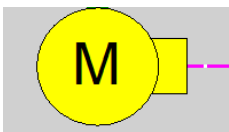
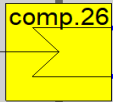
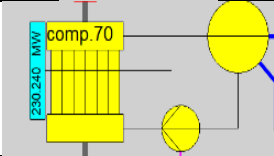
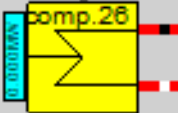
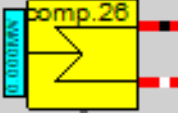
Los efectos de las variables de interacción miden las diferencias relativas entre los valores calculados mediante la multiplicación de los efectos principales y los valores observados del modelo detallado. En otras palabras, la interacción es el radio entre los valores (Observados-Efecto principal) / (Predecidos- Efectos principales). A modo de ejemplo, para el caso de la potencia del ciclo en función de la presión del condensador, la expresión sería:

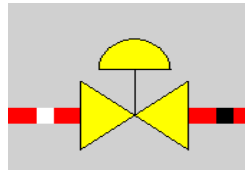
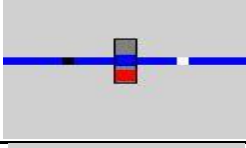
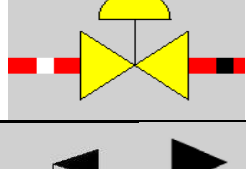
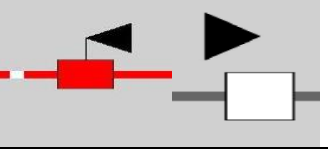
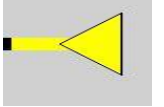
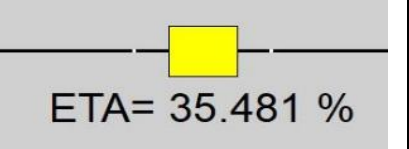
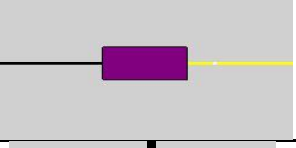
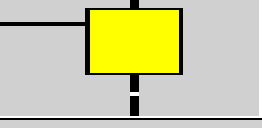
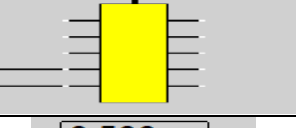
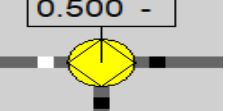
$$EI(P_{ND}) = P_{ND}(X_j^{\pm} | P_{cond,i}) = \frac{(P_{ND}(\widehat{P_{cond,i}}) - P_{ND}(P_{cond,i}))}{P_{ND}(XP_{cond,i}) * (P_{ND}(X_j^{\pm}) - 1)} \quad (a74)$$

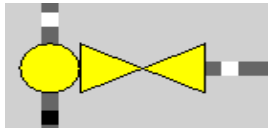

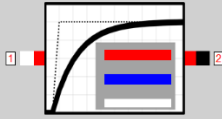
Donde $P_{ND}(\widehat{X}_i)$ es la potencia obtenida del modelo detallado.

7.3. Componentes software EBSILON

Tabla 25 Lista de Componentes utilizados en diseño de bloque de potencia con sus respectivas imágenes. (EBSILON)

Componentes	Número	Imagen
Turbina	Comp 6	
Generador	Comp 11	
Condensador tipo seco	Comp 127	
Bomba	Comp 8	
Motor	Comp 29	
Precalentador	Comp 26	
Evaporador	Comp 70	
Supercalentador	Comp 26	
Recalentador	Comp 26	

válvula de flujo	Comp 14	
Componentes	Número	Imagen
Controlador de flujo	Comp 80	
Válvula de flujo	Comp 14	
Medidor	Comp 46	
Medidor de Condición de borde	Comp 1	
Medidor de eficiencia	Comp 32	
Controlador	Comp 39	
Diferencio-metro (potencia)	Comp 30	
Sumador de potencia	Comp 31	
Separador de flujo	Comp 18	

Mezclador de flujo	Comp 3	
Sol	Comp 117	
Equipo transiente	Comp 137	

7.5. Configuración de planta CSP en SAM [34]

Solar Resource Library
The Solar Resource library is a list of weather files on your computer. Choose a file from the library and verify the weather data information below.

The default library comes with only a few weather files to help you get started. Use the download tools below to build a library of locations you frequently model. Once you build your library, it is available for all of your work in SAM.

Filter: Name

Name	Latitude	Longitude	Time zone	Elevation	Station ID	Source
tucson_az_32.116521_-110.933042_psmv3_60_tmy	32.13	-110.94	-7	773	67345	NSRDB
Maria Elena-Antofagasta	-22.77	-69.48	-4	1505	00000	ExpSolar
Maria Elena-Antofagasta_10mInterpolated	-22.77	-69.48	-4	1505	00000	ExpSolar
Maria Elena-Antofagasta_30mInterpolated	-22.77	-69.48	-4	1505	00000	ExpSolar
Maria Elena-Antofagasta_5mInterpolated	-22.77	-69.48	-4	1505	00000	ExpSolar

SAM scans the following folders on your computer for valid weather files and adds them to your Solar Resource library. To use weather files stored on your computer, click Add/remove Weather File Folders and add folders containing valid weather files.

C:\Users\nicol\SAM Downloaded Weather Files
F:\Documentos\TESIS-CSP\Proyecto
F:\Documentos\TESIS-CSP\Proyecto\Archivos SAM

Add/remove weather file folders...
Refresh library

Download Weather Files
The NSRDB is a database of thousands of weather files that you can download and add to your solar resource library: Download a default typical-year (TMY) file for most long-term cash flow analyses, or choose files to download for single-year or P50/P90 analyses. See Help for details.

One location Multiple locations Advanced download

Type a location name, street address, or lat,lon in decimal degrees Default TMY file Download and add to library...

[For locations not covered by the NSRDB, click here to go to the SAM website Weather Page for links to other data sources.](#)

Weather Data Information
The following information describes the data in the highlighted weather file from the Solar Resource library above. This is the file SAM will use when you click Simulate.

Weather file: F:\Documentos\TESIS-CSP\Proyecto\Archivos SAM\Maria Elena-Antofagasta.csv

-Header Data from Weather File

Latitude: -22.77 DD Station ID: 00000
Longitude: -69.48 DD Data Source: ExpSolar
Time zone: GMT-4
Elevation: 1505 m
Time step: 60 minutes

For NSRDB data, the latitude and longitude shown here from the weather file header are the coordinates of the NSRDB grid cell and may be different from the values in the file name, which are the coordinates of the requested location.

-Annual Averages Calculated from Weather File Data

Global horizontal	7.02	kWh/m ² /day	-Optional Data
Direct normal (beam)	10.18	kWh/m ² /day	
Diffuse horizontal	0.63	kWh/m ² /day	
Average temperature	17.3	°C	
Average wind speed	3.8	m/s	*NaN indicates missing data.

Figura 74 Configuración de ubicación y TMY.

Design Point Parameters
The design point parameters determine the nominal ratings of each part of the power tower system. After specifying the design point parameters here, you can specify details of each component of the system on the Heliostat Field, Tower and Receiver, Thermal Storage, and Power Cycle input pages.

-Heliostat Field

Design point DNI: 950 W/m²
Solar multiple: 2.5
Receiver thermal power: 1,116 MWt

-Tower and Receiver

HTF hot temperature: 560 °C
HTF cold temperature: 280 °C

-Thermal Storage

Full load hours of storage: 10 hours
Solar field hours of storage: 4 hours

-Power Cycle

Design turbine gross output: 163 MWe
Estimated gross to net conversion factor: 0.9285
Estimated net output at design (nameplate): 151 MWe
Cycle thermal efficiency: 0.365
Cycle thermal power: 447 MWt

Figura 75 Configuración de diseño general.

Helioestat Field

	X Position	Y Position
Import...	1671.41	1064.7
Export...	569.348	1798.06
Copy	-949.72	1523.07
Paste	-1921.28	-209.966
	1618.66	-1550.78
Helioestats:	544.23	1805.82
15190	1101.4	1588.18
	1581.19	-750.951
	-1711.36	367.885
	-849.43	-2074.48
	442.752	1833.34
	2077.72	136.045
	-1467.86	675.750

Generate helioestat layout using tower dimensions Calculate
 Optimize helioestat layout and tower dimensions Calculate

Solar field geometry optimization calculates the number of helioestats above, and tower height, receiver height and diameter on Tower and Receiver page.

Position, north-south (m)

Position, east-west (m)

Optimization Settings

Initial optimization step size: 0.06

Maximum optimization iterations: 200

Optimization convergence tolerance: 0.001

Helioestat Properties

Helioestat width: 12.2 m

Helioestat height: 12.2 m

Ratio of reflective area to profile: 0.97

Single helioestat area: 144.375 m²

Image error (slope, single-axis): 1.53 mrad

Reflected image conical error: 4.32749 mrad

Number of helioestat facets - X: 2

Number of helioestat facets - Y: 8

Helioestat focusing method: Ideal

Helioestat canting method: On-axis

Helioestat Operation

Helioestat stow/deploy angle: 8 deg

Wind stow speed: 15 m/s

Helioestat startup energy: 0.025 kWe-hr

Helioestat tracking power: 0.055 kWe

Design-point DNI: 950 W/m²

Atmospheric Attenuation

Polynomial coefficient 0: 0.006789

Polynomial coefficient 1: 0.1046 1/km

Polynomial coefficient 2: -0.017 1/km²

Polynomial coefficient 3: 0.002845 1/km³

Average attenuation loss: 11.1 %

Land Area

Non-solar field land area: 45 acres

Solar field land area multiplier: 1

Base land area: 3179.86 acres

Total land area: 3,225 acres

Total helioestat reflective area: 2,193,053 m²

Solar Field Layout Constraints

Max. helioestat distance to tower height ratio: 9.5

Min. helioestat distance to tower height ratio: 0.75

Tower height: 248.631 m

Maximum distance from tower: 2361.99 m

Minimum distance from tower: 186.473 m

Mirror Washing

Water usage per wash: 0.70 L/m²,aper.

Washes per year: 63

System Design Parameters

Solar multiple: 2.50

Receiver thermal power: 1,116.4 MWt

HTF hot temperature: 560.0 °C

HTF cold temperature: 280.0 °C

Materials and Flow

HTF type: Salt (60% NaNO3 40% KNO3)

Property table for user-defined HTF: Edit...

Material type: Stainless AISI316

Flow pattern: 1

Tower and Receiver Dimensions

Solar field geometry optimization on the Helioestat Field page calculates new values for tower height, receiver height, and receiver diameter.

Tower height: 248.631 m

Receiver height: 23.5605 m

Receiver diameter: 22.3571 m

Number of panels: 20

Receiver Flux Modeling Parameters

Maximum receiver flux: 1000 kWt/m²

Estimated receiver heat loss: 30.0 kWt/m²

Receiver flux map resolution: 20

Number of days in flux map lookup: 8

Hourly frequency in flux map lookup: 2 hours

Receiver Heat Transfer Properties

Tube outer diameter: 40 mm

Tube wall thickness: 1.25 mm

Coating emittance: 0.88

Coating absorptance: 0.94

Heat loss factor: 1

Piping Losses

Piping heat loss coefficient: 10200 Wt/m

Piping length constant: 0 m

Piping length multiplier: 2.6

Piping length: 646.439 m

Total piping loss: 6593.68 kWt

Design and Operation

Minimum receiver turndown fraction: 0.25

Maximum receiver operation fraction: 1.2

Receiver startup delay time: 0.2 hr

Receiver startup delay energy fraction: 0.25

Receiver HTF pump efficiency: 0.850

Maximum flow rate to receiver: 3179.32 kg/s

Figura 76 Configuración y optimización de Campo de helioestats, torre y receptor.

System Design Parameters

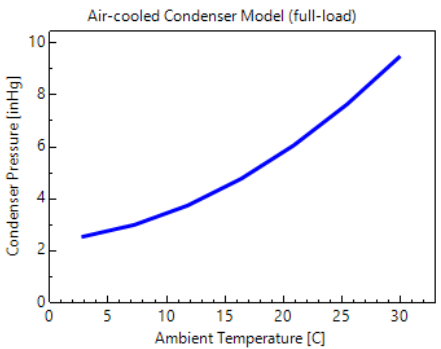
Power cycle gross output	<input type="text" value="163"/>	MWe	Cycle thermal efficiency	<input type="text" value="0.365"/>
Estimated gross to net conversion factor	<input type="text" value="0.9285"/>		Cycle thermal power	<input type="text" value="446.575"/>
Estimated net output (nameplate)	<input type="text" value="151.346"/>	MWe	HTF hot temperature	<input type="text" value="560"/>
			HTF cold temperature	<input type="text" value="280"/>

General Design Parameters

Pumping power for HTF through power block	<input type="text" value="0.55"/>	kW/kg/s	Cycle design HTF mass flow rate	<input type="text" value="1,059.8"/>	kg/s
Fraction of thermal power needed for standby	<input type="text" value="0.2"/>				
Power block startup time	<input type="text" value="1"/>	hours			
Fraction of thermal power needed for startup	<input type="text" value="0.5"/>				
Minimum turbine operation	<input type="text" value="0.3"/>				
Maximum turbine over design operation	<input type="text" value="1"/>				

Rankine Cycle ▾

Rankine Cycle Parameters

Boiler operating pressure	<input type="text" value="100"/>	Bar	
Steam cycle blowdown fraction	<input type="text" value="0.02"/>		
Turbine inlet pressure control	<input type="text" value="Sliding pressure"/>		
Condenser type	<input type="text" value="Air-cooled"/>		
Ambient temperature at design	<input type="text" value="30"/>	°C	
ITD at design point	<input type="text" value="16"/>	°C	
Reference condenser water dT	<input type="text" value="10"/>	°C	
Approach temperature	<input type="text" value="5"/>	°C	
Condenser pressure ratio	<input type="text" value="1.0028"/>		
Min condenser pressure	<input type="text" value="2"/>	inHg	
Cooling system part load levels	<input type="text" value="10"/>		

System Design Parameters

Cycle thermal power	<input type="text" value="446.6"/>	MWt	HTF hot temperature	<input type="text" value="560.0"/>	°C
Hours of storage at power cycle full load	<input type="text" value="10.0"/>	hours	HTF cold temperature	<input type="text" value="280.0"/>	°C

Storage System

Storage type	<input type="text" value="Two Tank"/>		Initial hot HTF percent	<input type="text" value="30"/>	%
TES thermal capacity	<input type="text" value="4,465.8"/>	MWt-hr	Cold tank heater temperature set point	<input type="text" value="280"/>	°C
Available HTF volume	<input type="text" value="21,005"/>	m ³	Cold tank heater capacity	<input type="text" value="15"/>	MWe
Tank height	<input type="text" value="12"/>	m	Hot tank heater temperature set point	<input type="text" value="500"/>	°C
Tank fluid minimum height	<input type="text" value="1"/>	m	Hot tank heater capacity	<input type="text" value="30"/>	MWe
Storage tank volume	<input type="text" value="22914"/>	m ³	Tank heater efficiency	<input type="text" value="0.99"/>	
Parallel tank pairs	<input type="text" value="1"/>		HTF density	<input type="text" value="1816.33"/>	kg/m ³
Tank diameter	<input type="text" value="49.3"/>	m	Field HTF can bypass TES to cycle	<input checked="" type="checkbox"/>	
Wetted loss coefficient	<input type="text" value="0.4"/>	Wt/m ² -K			
Estimated heat loss	<input type="text" value="1.02"/>	MWt			

Figura 77 Configuración de Bloque de potencia.

Dispatch Control

Use output fraction as maximum cycle output

Copy schedule from TOD Factors page

Turbine output fraction

- Period 1:
- Period 2:
- Period 3:
- Period 4:
- Period 5:
- Period 6:
- Period 7:
- Period 8:
- Period 9:

The turbine output fraction scales the turbine thermal input relative to design for the corresponding time-of-delivery period.

Hybrid cooling fraction

- Period 1:
- Period 2:
- Period 3:
- Period 4:
- Period 5:
- Period 6:
- Period 7:
- Period 8:
- Period 9:

Hybrid cooling fractions are only active when you choose hybrid cooling on the Power Cycle page.

Use the schedule matrices to specify the month and hour of day for each of the nine periods.

Weekday Schedule

	12am	1am	2am	3am	4am	5am	6am	7am	8am	9am	10am	11am	12pm	1pm	2pm	3pm	4pm	5pm	6pm	7pm	8pm	9pm	10pm	11pm
Jan	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Feb	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Mar	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Apr	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
May	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Jun	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Jul	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Aug	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Sep	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Oct	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Nov	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Dec	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Weekend Schedule

	12am	1am	2am	3am	4am	5am	6am	7am	8am	9am	10am	11am	12pm	1pm	2pm	3pm	4pm	5pm	6pm	7pm	8pm	9pm	10pm	11pm
Jan	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Feb	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Mar	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Apr	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
May	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Jun	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Jul	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Aug	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Sep	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Oct	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Nov	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Dec	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Figura 78 Configuración de sistema de control.

Direct Capital Costs							
- Heliostat Field							
Reflective area	2,193,053	m ²	Site improvement cost	31.60	\$/m ²	\$ 69,300,480.00	
			Heliostat field cost	0.00	\$/m ²		
			Heliostat field cost fixed	529,000,000.00	\$	\$ 529,000,000.00	
- Tower							
Tower height	248.631	m	Tower cost fixed	11,625,000.00	\$		
Receiver height	23.5605	m	Tower cost scaling exponent	0		\$ 11,625,000.00	
Heliostat height	12.2	m					
- Receiver							
Receiver area	1197.86	m ²	Receiver reference cost	197,000,000.00	\$		
			Receiver reference area	1500	m ²		
			Receiver cost scaling exponent	0		\$ 197,000,000.00	
- Thermal Energy Storage							
Storage capacity	2791.26	MWh	Thermal energy storage cost	22.00	\$/kWh	\$ 98,246,576.00	
- Power Cycle							
Cycle gross capacity	115	MWe	Fossil backup cost	0.00	\$/kWe	\$ 0.00	
			Balance of plant cost	550.00	\$/kWe	\$ 89,650,000.00	
			Power cycle cost	1,100.00	\$/kWe	\$ 179,300,000.00	
						Subtotal	\$ 1,174,122,112.00
- Contingency							
			Contingency cost	4.5	% of subtotal	\$ 52,835,492.00	
						Total direct cost	\$ 1,226,957,568.00
Indirect Capital Costs							
Total land area	3,225	acres	Cycle net (nameplate) capacity	151	MWe		
		\$/acre	% of direct cost	\$/We	\$		
EPC and owner cost	0.00		13	0.00	0.00	\$ 159,504,480.00	
Total land cost	10,000.00		0	0.00	0.00	\$ 32,248,586.00	
- Sales Tax							
Sales tax basis	19	% of direct cost	Sales tax rate	5	%	\$ 11,656,097.00	
						Total indirect cost	\$ 203,409,168.00
Total Installed Costs							
Total installed cost excludes any financing costs from the Financing input page.				Total installed cost		\$ 1,430,366,720.00	
				Estimated total installed cost per net capacity (\$/kW)		\$ 9,451.00	

Figura 79 Configuración de costos por subsistema.

7.6. Estimación Costos

Tabla 26 Referencia de costos para diseño de planta CSP de caso de estudio.

Parámetro	Unidad	Referencia [5]	Caso de estudio
Potencia	MW	100	163
TES	[hr]	15	10
Múltiplo Solar	[-]	3	2.5
Parámetros específicos			
Número de Heliostatos	[n°]	11074	15190
Terreno	1000m2	1340	2193
Altura torre	m	320	248
Altura receptora	m	24,3	23.5
diámetro receptor	m	18,7	22
CAPEX			
Costos ingeniería	MUSD	926.7	1510.52
Preparación terrena	MUSD	42.4	69.39
Campo de heliostatos	MUSD	323.3	529.10
Sistema receptor	MUSD	144.3	197.93
Torre	MUSD	15	11.63
TES	MUSD	95.3	104.83
Bloque de potencia	MUSD	110	179.3
Balance de planta	MUSD	55	89.65
Ingeniería	MUSD	62.8	102.36
Contingencias	MUSD	78.5	127.95
Instalación eléctrica	MUSD	?	?
Total, CAPEX	MUSD	1853.3	2922.67
OPEX			
Costo fijos operación y mantención	MUSD	16.24	26.47
Campo solar y sistema de almacenamiento	MUSD	5.63	7.72
Bloque de potencia	MUSD	2.48	4.04
Personal	MUSD	4.5	7.34
Seguros	MUSD	3.64	5.93
Repuestos, contratos de servicios	MUSD	?	?
	MUSD		
OPEX, total	MUSD	32.49	51.50

7.7. Interpolación en EES

Para el cálculo del rendimiento con pasos cada 10 minutos se utiliza los resultados obtenidos de la simulación de la planta CSP en SAM y se extrañen los parámetros: Hora, Temperatura de bulbo seco, DNI, flujos máscicos de sales fundidas y la temperatura de entrada de sales fundidas para cada hora del año. Con base en estos datos se realiza una interpolación de estos datos para obtener el flujo máscico de sales y la temperatura cada 10 minutos de todo el año. Utilizando el software Engineer equation solver (EES) se importa la tabla y luego si interpola en una tabla paramétrica.

$$Tabla_{SAM-hora}(t, T_{bs}, DNI, m_{htf}, T_{htf}) \quad (a75)$$

Corresponde a la tabla importada desde la simulación de SAM, la cual contiene las columnas de t: en [hrs], DNI en W/m², m_{htf} en kg/s, T_{bs} en grados Celsius.

Para la interpolación se utiliza la función interpolate de EES la cual permite determinar el valor intermedio entre dos valores. Dado que este es un ajuste matemático existen los casos en que la interpolación genera valores negativos de DNI, flujo máscico principalmente. Esto además de no tener un sentido físico, dificulta el cálculo de rendimiento del Ciclo térmico. Por esta razón se genera una función de control que asigna valor 0 a todos los valores negativos que se puedan generar.

Para interpolar el factor de carga y generar una tabla para generar cada 10 minutos del año, se crea una función donde se reemplazan todos los factores menores a 0.2 y mayores a 0 por factores de carga igual 0.

```

función control(x):
p = interpolate('Tabla'_hora, horas, x, t)
If (control > 0) then
    control(x) = interpolate('Tabla'_hora, horas, x, t)
else
    control(x) = 0
End if
End function

```

De esta forma se define la interpolación de las variables principales en función del tiempo de modo que se generen datos cada 10 minutos a partir de una tabla con datos cada 1 hora.

$$T_{bs-[min]}(t) = interpolate('Tabla'_hora, horas, T_{bs}, t) \quad (a76)$$

$$DNI_{[min]}(t) = interpolate('Tabla'_hora, horas, DNI, t) \quad (a78)$$

$$m_{htf-[min]}(t) = interpolate('Tabla'_hora, horas, m_{htf}, t) \quad (a79)$$

$$T_{htf,in-[min]}(t) = interpolate('Tabla'_hora, horas, T_{htf,in}, t) \quad (a80)$$

Por medio de una tabla paramétrica y utilizando un vector de tiempo se calcula el valor de cada una de estas variables para todos los datos del año con pasos de 10 minutos, es decir, partiendo del minuto 60 hasta el minuto 52.560 con pasos de 10. Esta tabla generada se exportará al software EBSILON para realizar el cálculo de rendimiento del ciclo para este paso de tiempo.

7.8. Ejemplo de “Transient separator” Comp137

Se representa la dinámica del flujo másico de carbón en un molino de carbón (coal mills) el cual pasa de un estado de flujo másico de 50kg/s a un estado de 60kg/s. Para esto se diseñó una línea en donde circula carbón a 60°C y 1,013bar. Además, se generó cinco diferentes condiciones de cambio en el flujo másico del carbón por medio de la siguiente representación.

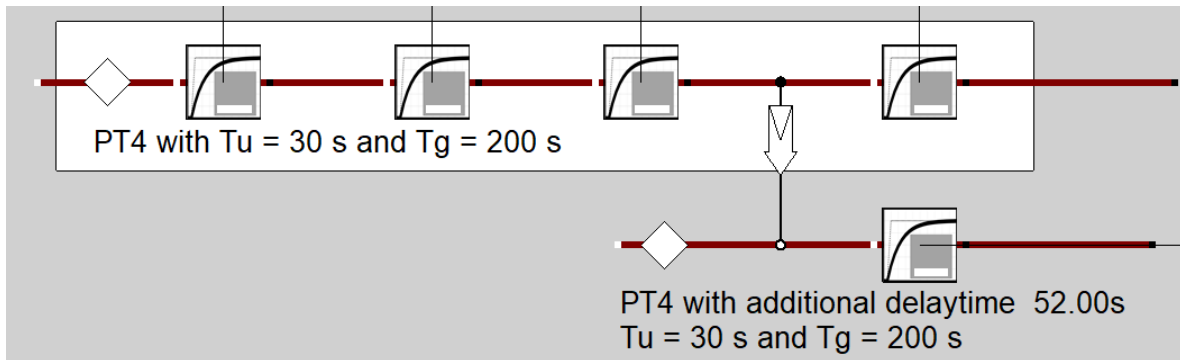


Figura 80 Diseño de componentes en EBS para prueba de efectos transientes de flujo másico.

Todos los componentes operan bajo la ecuación de transporte (121), sin embargo, la constante de tiempo para dicha ecuación varía para cada componente. Además, para el último componente se agrega un tiempo de retraso de 52 segundos. A continuación, el valor de constante de tiempo acumulado para cada uno de los tramos finales de flujo másico.

1. $\tau_1 = 5,4 \text{ s}$
2. $\tau_2 = 74,6 \text{ s}$
3. $\tau_3 = 5,4 \text{ s}$
4. $\tau_4 = 74,6 \text{ s}$
5. $\tau_5 = 74,6 \text{ s más } T_t = 52 \text{ s}$

Finalmente, se calculó el flujo másico de carbón a la salida de cada componente para así poder comparar la dinámica que se fue generando en el flujo másico con el efecto de cada uno de estos componentes, obteniéndose las siguientes curvas de flujo másico en un periodo de tiempo de 12 minutos con pasos de tiempo de 5s.

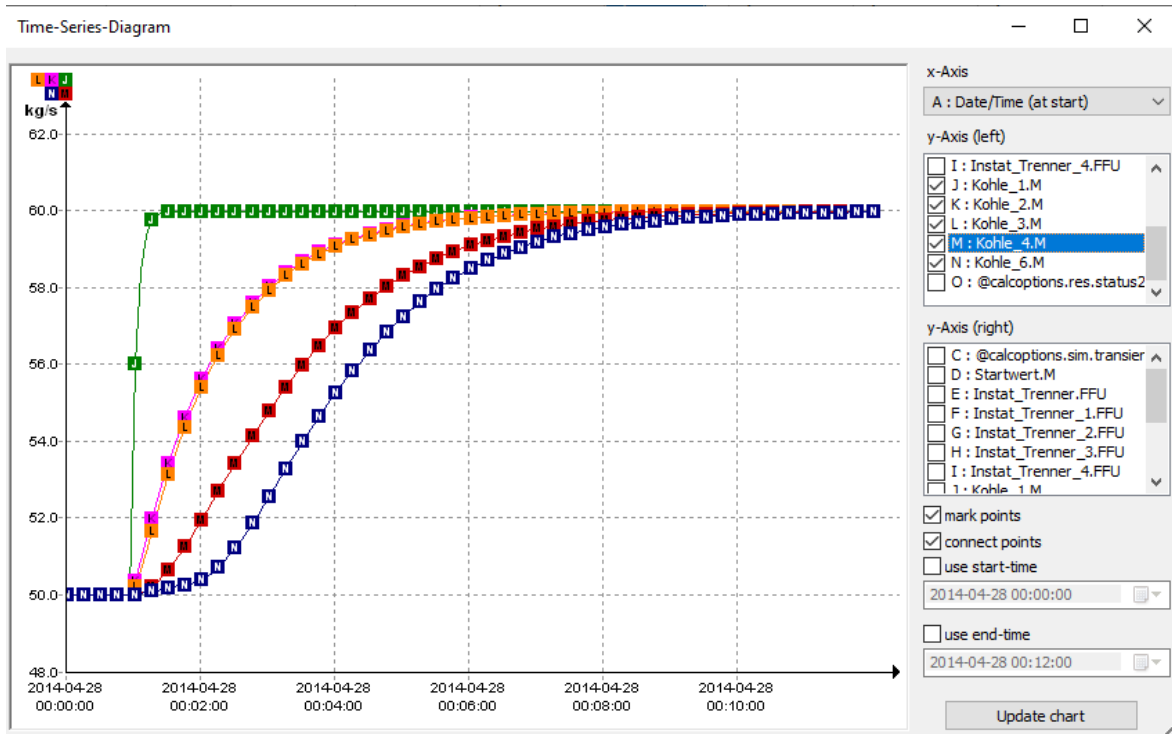


Figura 81 Resultados de simulación de efectos transientes en el flujo másico del ejemplo desarrollado.

Donde se puede ver la diferencia en la rapidez con la que cambia el flujo másico de carbón en el tiempo, aumentando el tiempo de respuesta al cambio de flujo de 50 a 60 kg/s.