

**ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN  
DEL SECTOR AZUCARERO ASISTIDA POR COLECTORES SOLARES**

**ALEJANDRO ESCOBAR VANEGAS  
DANIEL ALEJANDRO CÁRDENAS RESTREPO**

**Proyecto de grado**

**Director  
JUAN CAMILO LÓPEZ RESTREPO**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
GRUPO DE INVESTIGACIÓN EN GESTIÓN ENERGÉTICA  
PEREIRA  
ABRIL, 2018**

## RESUMEN

En este trabajo se presenta un análisis de una planta de cogeneración de la industria azucarera de Colombia, aprovechando una fuente de energía renovable a través de colectores solares. Este análisis se realiza con el fin de aumentar la temperatura del fluido de trabajo a la entrada de los generadores de vapor, y así reducir las diferencias de temperatura entre la entrada y la salida de estos dispositivos, logrando una reducción en el consumo de combustible. La investigación se desarrolla mediante un análisis energético y exergético con base en un modelo termodinámico que representa la operación de la planta en régimen permanente. Se evalúa la vinculación de dos tipos de colectores solares: Cilindro-Parabólico (CCP) y Lineal-Fresnel (CLF), cada uno modelado de manera independiente.

La inclusión de los sistemas de recolección solar en el ciclo de cogeneración de la planta de la industria azucarera presenta posibilidades de mejora en el proceso, ya que aumenta tanto su eficiencia energética como su eficiencia exergética, debido a la disminución en el consumo de combustible. Los resultados muestran que aumenta la eficiencia energética de un 68,71% a un 75% aproximadamente con los sistemas de recolección solar; 74,86% con CCP y 75,17 % con CLF. En cuanto a la eficiencia exergética, se pasa de un 46,47 % a 50,7 % con CCP y 50,83 % con CLF, disminuyendo hasta un 2,1% de exergía destruida en la planta. En consumo de combustible, se logra una disminución hasta del 8,6 % con CLF y del 8,35 % con el CCP, reflejando un ahorro de hasta 5000 toneladas de combustible al año.

Es importante resaltar que es necesario un considerable espacio de tierra para la instalación de los colectores solares; ya que, para aumentar la temperatura del agua de alimentación de los generadores de vapor a 150°C, se requiere 9,6 y 12,3 hectáreas para los CCP y los CLF respectivamente, además que el colector como sistema independiente podría generar considerables pérdidas de trabajo útil.

## ABSTRACT

In this work an analysis of a sugarcane cogeneration power plant of Colombia is conducted considering the employment of a renewable energy source through the use of solar collectors. This analysis is conducted aiming to increase the water temperature at the inlet of the steam generators, to reduce the temperature differences between the inlet and the outlet on these devices and, by this way, to reach a reduction of the fuel consumption of the power plant. This research work is developed applying an energy and an exergy analysis based on a thermodynamic model that represents the operation of the power plant under steady-state conditions. Two different solar collector technologies are assessed: Parabolic Through Collectors (CCP) and Linear Fresnel Collectors (LFC).

The use of solar collectors in the sugarcane power plant allows to improve the energy conversion processes, due to when the fuel consumption is reduced, the energy and exergy efficiencies of the power plant raise up. The results show that the energy efficiency increases from 68,71% to 75% approximately with the use of solar collection systems; 74,86% using CCP, and 75,17% using LFC. Besides, regarding to the exergy efficiency, this parameter increases from 46,47% to 50,7% employing CCP and 50,83% with LFC, it means that the exergy destruction rate of the power plant is reduced in 2,1 %. By the other hand, it is achieved a fuel consumption reduction of 8,6 % using LFC and 8,35 % with CCP, getting fuel savings of about 5000 tons during the year.

It is important to highlight that the implementation of the studied solar collector systems requires the use of a considerable extension of land, because to increase the temperature of the feedwater of the steam generators to 150°; 9,6 and 12,3 hectares for CCP and CLF are required respectively. Besides, the solar collector systems could generate important losses rates of useful work.

## CONTENIDO

1. INTRODUCCIÓN.....	14
1.1. MATRIZ DE GENERACIÓN DE ENERGÍA GLOBAL.....	14
1.2. OBJETIVOS.....	17
1.2.1. Objetivo general .....	17
1.2.2. Objetivos específicos.....	17
2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA .....	18
2.1. CONCEPTOS BÁSICOS DE TERMODINÁMICA .....	18
2.1.1. Conservación de masa .....	18
2.1.2. Formas de energía .....	19
2.1.3. Primera Ley de la Termodinámica .....	19
2.1.4. Segunda Ley de la Termodinámica .....	19
2.1.4.1. Enunciado de Kelvin-Planck .....	20
2.1.4.2. Enunciado de Clausius .....	20
2.2. LA ENERGÍA SOLAR.....	21
2.2.1. El Sol .....	21
2.2.2. Ángulos solares .....	23
2.2.3. Tiempo solar aparente y tiempo local .....	25
2.2.4. Longitud de referencia y longitud local.....	26
2.3. ENERGÍA SOLAR EN LA INDUSTRIA .....	27
2.4. APROVECHAMIENTO DE LA RADIACIÓN SOLAR.....	29
2.4.1. Colectores no concentradores.....	29
2.4.1.1. Colector de placa plana .....	29
2.4.1.2. Colector de tubos evacuados .....	30
2.4.2. Colectores de tipo concentración.....	31
2.4.2.1. Lineal Fresnel .....	31
2.4.2.2. Cilindro parabólico.....	32
2.4.2.3. Disco parabólico.....	32
2.4.2.4. Sistema torre central.....	33
3. PLANTA DE COGENERACIÓN .....	34
3.1. CICLO DE COGENERACIÓN .....	34
3.2. PLANTA DE COGENERACIÓN EN ESTUDIO .....	35
3.2.1. Condiciones de operación.....	37
4. ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE LA PLANTA .....	39
4.1. ANÁLISIS ENERGÉTICO.....	39

4.1.1.	Consumo de combustible .....	42
4.2.	ANÁLISIS EXERGÉTICO.....	43
5.	SISTEMA DE RECOLECCIÓN SOLAR DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN .....	48
5.1.	RADIACIÓN SOLAR EN EL SITIO DE UBICACIÓN DE LA PLANTA .....	48
5.2.	COLECTORES SOLARES CILINDRO PARABÓLICO - CCP .....	49
5.2.1.	Modelado de colector .....	49
5.2.1.1.	Ángulo de incidencia modificado.....	52
5.2.2.	Parámetros del CCP.....	53
5.2.3.	Campo solar CCP .....	55
5.2.4.	Pérdidas térmicas.....	56
5.3.	SISTEMA DE COLECTORES LINEAL FRESNEL - CLF.....	56
5.3.1.	Modelado de colector .....	57
5.3.2.	Pérdidas térmicas.....	60
5.3.3.	Campo solar CLF .....	60
5.4.	EFICIENCIA ÓPTICA DE LOS COLECTORES .....	61
6.	PLANTA DE COGENERACIÓN CON EL SISTEMA DE RECOLECCIÓN SOLAR.....	63
6.1.	ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL CAMPO SOLAR.....	63
6.2.	CAPACIDAD DE ABSORCIÓN DE LOS COLECTORES.....	64
6.3.	TEMPERATURA DE ENTRADA DE LAS CALDERAS .....	68
6.4.	CONSUMO DE COMBUSTIBLE .....	70
6.5.	EFICIENCIA DEL CICLO .....	71
6.6.	ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL CAMPO SOLAR.....	72
6.6.1.	Exergía en los colectores solares .....	73
6.6.2.	Destrucción de exergía en los colectores.....	74
6.6.3.	Eficiencia exergética .....	77
7.	CONCLUSIONES.....	79
8.	BIBLIOGRAFÍA.....	83

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Producción de energía primaria a nivel mundial [3] (adaptado) .....	14
Figura 2. Matriz energética mundial [4] .....	15
Figura 3. Matriz energética de Colombia a diciembre de 2016 [5] .....	15
Figura 4. Enunciados de Kelvin-Planck y Clausius [12] .....	21
Figura 5. Órbita terrestre alrededor del Sol [17] .....	22
Figura 6. Variación del ángulo de declinación.....	23
Figura 7. Principales ángulos solares [18] (adaptado) .....	24
Figura 8. Variación de la ecuación de tiempo [18] .....	26
Figura 9. Colector de placa plana ENERWORK [31] .....	30
Figura 10. Colector de tubos evacuados .....	31
Figura 11. Colector Lineal Fresnel [35].....	32
Figura 12. Colector Cilindro Parabólico [36] .....	32
Figura 13. Colector de disco parabólico [34].....	33
Figura 14. Campo heliostático [33].....	33
Figura 15. Ciclo Rankine simple [6] .....	35
Figura 16. Ciclo Rankine con cogeneración [6].....	35
Figura 17. Diagrama de flujo de la planta de cogeneración del sector azucarero.....	36
Figura 18. Radiación solar anual en la localización de la planta (Fuente: IDEAM) .....	48
Figura 19. Definición de los ángulos para el cálculo de la eficiencia [42] (adaptado) .....	51
Figura 20. Referencia del AIM para (a) colectores 1D y (b) colectores 2D [43].....	52
Figura 21. Dimensiones del colector <i>HelioTrough</i> [48] (medidas en mm) .....	55
Figura 22. (a) Colector <i>HelioTrough</i> [48].....	55
Figura 23. Dimensiones del colector [35] .....	58
Figura 24. Comportamiento de los ángulos transversal y longitudinal del CLF [35].....	60
Figura 25. Eficiencia óptica de los colectores.....	61
Figura 26. Eficiencia óptica de los colectores, 1 de enero .....	62
Figura 27. Planta de cogeneración con campo solar .....	63
Figura 28. Capacidad de absorción del CCP en un día .....	65
Figura 29. Capacidad de absorción del CLF en un día .....	65
Figura 30. Comparación de la capacidad de absorción de los colectores .....	66

Figura 31. Calor absorbido en el campo de la caldera 1 .....	67
Figura 32. Calor absorbido en el campo de la caldera 2 .....	67
Figura 33. Temperatura a la entrada de la caldera 1 .....	69
Figura 34. Temperatura a la entrada de la caldera 2 .....	69
Figura 35. Consumo de combustible tras la implementación de los colectores.....	71
Figura 36. Eficiencia energética del ciclo con campo solar .....	72
Figura 37. Cantidad de exergía en los colectores solares en los días de máxima eficiencia .....	73
Figura 38. Exergía destruida en los colectores solares en los días de máxima eficiencia .....	75
Figura 39. Cantidad de exergía destruida en los generadores de vapor .....	75
Figura 40. Destrucción de exergía en la caldera 1 durante un día. ....	76
Figura 41. Porcentaje de destrucción de exergía en la planta. ....	77
Figura 42. Eficiencia exergética de los generadores de vapor. ....	77
Figura 43. Eficiencia exergética y porcentaje de destrucción de la caldera 1.....	78

**LISTA DE TABLAS**

Tabla 1. Parámetros de funcionamiento de la planta .....	37
Tabla 2. Análisis energético de la planta .....	40
Tabla 3. Estados termodinámicos de la planta .....	41
Tabla 4. Consumo de bagazo en la planta de cogeneración.....	42
Tabla 5. Estados termodinámicos de la planta con análisis exergético.....	44
Tabla 6. Definiciones de producto y combustible los componentes de la planta.....	45
Tabla 7. Destrucción de exergía y eficiencia exergética de los componentes de la planta.....	46
Tabla 8. Destrucción de exergía y eficiencia exergética de los dispositivos de la planta.....	47
Tabla 9. Datos técnicos del colector [48].....	54
Tabla 10. Factores de corrección transversal y longitudinal del NOVA-1 [35] .....	58
Tabla 11. Datos técnicos del NOVA-1 [35].....	59
Tabla 12. Límites de temperatura alcanzados en el campo solar .....	70

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_{campo}$	Área del campo solar [m <sup>2</sup> ]
$b_1$	Coefficiente de pérdidas de colector cilindro parabólico [W/m <sup>2</sup> K]
$b_2$	Coefficiente de pérdidas de colector cilindro parabólico [W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ]
$Cl$	Factor de limpieza
$DF$	Distancia entre filas [m <sup>2</sup> ]
$DNI$	Radiación solar directa ( <i>Direct Normal Irradiance</i> en inglés) [kW/m <sup>2</sup> ]
$d\dot{E}$	Cambio de flujo de energía
$d\dot{m}$	Cambio de flujo másico
$dt$	Cambio en el tiempo
$E_t$	Ecuación de tiempo [min]
$\dot{E}$	Flujo de energía [kW]
$f$	Factor de dilución solar
$FP$	Factor de pérdidas
$FS$	Factor de sombra
$g$	Gravedad [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	Entalpía [kJ/kg]
$h_0$	Entalpía del ambiente [kJ/kg]
$I$	Irradiancia [kW/m <sup>2</sup> ]
$\dot{I}$	Destrucción de exergía [kW]
$\dot{I}_{Atem,A}$	Destrucción de exergía del atemperador A [kW]
$\dot{I}_{Atem,B}$	Destrucción de exergía del atemperador B [kW]
$\dot{I}_{B1}$	Destrucción de exergía de la bomba 1
$\dot{I}_{B2}$	Destrucción de exergía de la bomba 2
$\dot{I}_{cald1}$	Destrucción de exergía de la caldera 1 [kW]
$\dot{I}_{cald2}$	Destrucción de exergía de la caldera 2 [kW]
$\dot{I}_{campo1}$	Destrucción de exergía del campo solar 1 [kW]
$\dot{I}_{campo2}$	Destrucción de exergía del campo solar 2 [kW]
$\dot{I}_{ciclo}$	Destrucción de exergía del ciclo [kW]
$\dot{I}_{Des}$	Destrucción de exergía del desgasificador [kW]

$\dot{I}_{Proc}$	Destrucción de exergía del proceso [kW]
$\dot{I}_{TCOND}$	Destrucción de exergía de la turbina de condensación [kW]
$\dot{I}_{TCP}$	Destrucción de exergía de la turbina de contrapresión [kW]
$\dot{I}_{TM}$	Destrucción de exergía de la turbina de molienda [kW]
$\dot{I}_{Val}$	Destrucción de exergía de la válvula de expansión [kW]
$K$	Ángulo de incidencia modificado
$K_{\perp}$	Factor de corrección transversal
$K_{\parallel}$	Factor de corrección longitudinal
$L_{local}$	Longitud local [°]
$L_{ref}$	Longitud de referencia [°]
$l_{focal}$	Longitud focal [m]
$l_{col}$	Longitud del colector [m]
$\dot{m}$	Flujo másico [kg/s]
$\dot{m}_{bagazo}$	Flujo másico de bagazo [kg/s]
$n$	Día del año
$P$	Presión [kPa]
$PCS$	Poder calorífico superior [kJ/kg]
$Q$	Calor [kJ]
$\dot{Q}$	Flujo de calor [kW]
$\dot{Q}_{abs}$	Flujo de calor absorbido por el colector [kW]
$\dot{Q}_{cald}$	Flujo de calor de la caldera [kW]
$\dot{Q}_{cald1}$	Flujo de calor de la caldera 1 [kW]
$\dot{Q}_{cald2}$	Flujo de calor de la caldera 2 [kW]
$\dot{Q}_{campo}$	Flujo de calor del campo solar [kW]
$\dot{Q}_{perd}$	Flujo de calor perdido [kW]
$\dot{q}_{perd;tub}$	Pérdidas de calor en el tubo absorbedor del colector [kW/m <sup>2</sup> ]
$\dot{Q}_{Proc}$	Flujo de calor del proceso [kW]
$s$	Entropía [kJ/kg K]
$s_0$	Entropía del ambiente [kJ/kg K]
$t_{solar}$	Tiempo solar aparente [h]

$t_{local}$	Tiempo local [h]
$T$	Temperatura [°C]
$T_0$	Temperatura ambiente [°C]
$T_{f,ent}$	Temperatura del fluido de trabajo a la entrada del dispositivo [°C]
$T_{f,sal}$	Temperatura del fluido de trabajo a la salida del dispositivo [°C]
$T_{Sol}$	Temperatura del Sol [°C]
$u_0$	Coefficiente de pérdidas del colector lineal Fresnel [W/m <sup>2</sup> K]
$u_1$	Coefficiente de pérdidas del colector lineal Fresnel [W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ]
$V$	Velocidad [m/s]
$v$	Volumen específico [m <sup>3</sup> /kg]
$W$	Trabajo [kJ]
$\dot{W}$	Flujo de trabajo o potencia [kW]
$\dot{W}_{B1}$	Potencia consumida por la bomba 1 [kW]
$\dot{W}_{B2}$	Potencia consumida por la bomba 2 [kW]
$\dot{W}_{Neto}$	Potencia neta [kW]
$\dot{W}_{TCOND}$	Potencia generada por la turbina de condensación [kW]
$\dot{W}_{TCP}$	Potencia generada por la turbina de contrapresión [kW]
$\dot{W}_{TM}$	Potencia generada por la turbina de molienda [kW]
$x_{Campo}$	Disponibilidad del campo solar
$\dot{X}$	Flujo de exergía [kW]
$\dot{X}_{Bagazo}$	Flujo de exergía del bagazo [kW]
$\dot{X}_{Bagazo;Cald1}$	Flujo de exergía del bagazo de la caldera 1 [kW]
$\dot{X}_{Bagazo;Cald2}$	Flujo de exergía del bagazo de la caldera 2 [kW]
$\dot{X}_{comb}$	Flujo de exergía del combustible [kW]
$\dot{X}_e$	Flujo de exergía que entra al sistema [kW]
$\dot{X}_{ext}$	Flujo de exergía transferido desde una fuente externa [kW]
$\dot{X}_{prod}$	Flujo de exergía del producto [kW]
$\dot{X}_{Q,Campo}$	Flujo de exergía del calor del campo solar [kW]
$\dot{X}_{Q,Campo1}$	Flujo de exergía del calor del campo solar1 [kW]

$\dot{X}_{Q,Campo2}$	Flujo de exergía del calor del campo solar 2 [kW]
$\dot{X}_{Q,proc}$	Flujo de exergía del calor del proceso [kW]
$\dot{X}_s$	Flujo de exergía que sale del sistema [kW]

### Símbolos griegos

$\alpha$	Ángulo de elevación [°]
$\beta$	Ángulo de inclinación [°]
$\gamma$	Ángulo de azimut superficial [°]
$\delta$	Ángulo de declinación [°]
$\Delta T$	Diferencias de temperatura
$\eta$	Eficiencia energética
$\eta_{Cald}$	Eficiencia energética de la caldera
$\eta_{Ciclo}$	Eficiencia energética del ciclo
$\eta_{opt}$	Eficiencia óptica
$\eta_{opt;0}$	Eficiencia óptica normal
$\eta_{II}$	Eficiencia exergética
$\eta_{II,Atem;A}$	Eficiencia exergética del atemperador A
$\eta_{II,Atem;B}$	Eficiencia exergética del atemperador B
$\eta_{II,B1}$	Eficiencia exergética de la bomba 1
$\eta_{II,B2}$	Eficiencia exergética de la bomba 2
$\eta_{II,Cald1}$	Eficiencia exergética de la caldera 1
$\eta_{II,Cald2}$	Eficiencia exergética de la caldera 2
$\eta_{II,Ciclo}$	Eficiencia exergética del ciclo
$\eta_{II,Des}$	Eficiencia exergética del desgasificador
$\eta_{II,Proc}$	Eficiencia exergética del proceso
$\eta_{II,TCOND}$	Eficiencia exergética de la turbina de condensación
$\eta_{II,TCP}$	Eficiencia exergética de la turbina de contrapresión
$\eta_{II,TM}$	Eficiencia exergética de la turbina de molienda
$\eta_{II,Val}$	Eficiencia exergética de la válvula de expansión
$\theta$	Ángulo de incidencia [°]

$\theta_i$	Ángulo de incidencia longitudinal [°]
$\theta_t$	Ángulo de incidencia transversal [°]
$\theta_z$	Ángulo de zenit [°]
$\phi$	Latitud local [°]
$\psi$	Ángulo de azimut solar [°]
$\Psi$	Exergía específica [kJ/kg]
$\omega$	Ángulo horario [°]

### Abreviaciones

AIM	Ángulo de incidencia modificado
CCP	Colector Cilindro Parabólico
CLF	Colector Lineal Fresnel
DNI	Radiación solar directa
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
IDEAM	Instituto de hidrología meteorología y estudios ambientales
PCS	Poder calorífico superior
TCOND	Turbina de condensación
TCP	Turbina de contrapresión

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. MATRIZ DE GENERACIÓN DE ENERGÍA GLOBAL.

La generación de energía a nivel mundial está en continuo crecimiento, buscando nuevas alternativas para lograr procesos más eficientes y con menor impacto ambiental. Según la Administración de Información Energética de los Estados Unidos [1], se espera que el consumo de energía en el mundo aumente un 56 % entre los años 2010 y 2040, mostrando que existe la necesidad de producir una mayor cantidad de energía debido al crecimiento en la demanda. La figura 1 muestra que el uso de energías renovables ha incrementado desde los años 70, sin embargo, en la actualidad, sigue siendo poca su participación en comparación con las demás formas de generación de energía primaria, pues como se observa en la figura 2, la mayoría de energía producida en el mundo es obtenida a partir de fuentes fósiles, como el carbón y el petróleo, cuyo uso está caracterizado por la producción excesiva de gases que contaminan el ambiente y afectan la salud de las personas. Por tal motivo, se identifica la necesidad de hacer que los recursos renovables tengan una mayor participación en la matriz energética mundial.

Entre los métodos más importantes de producción de energía alternativa se encuentran la solar, la eólica y la mareomotriz [2].

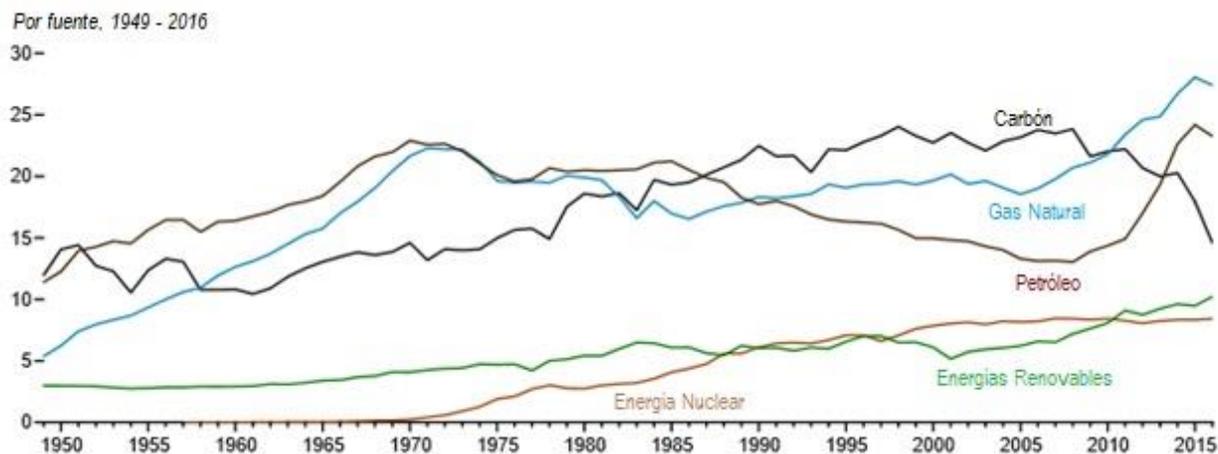


Figura 1. Producción de energía primaria a nivel mundial [3] (adaptado)

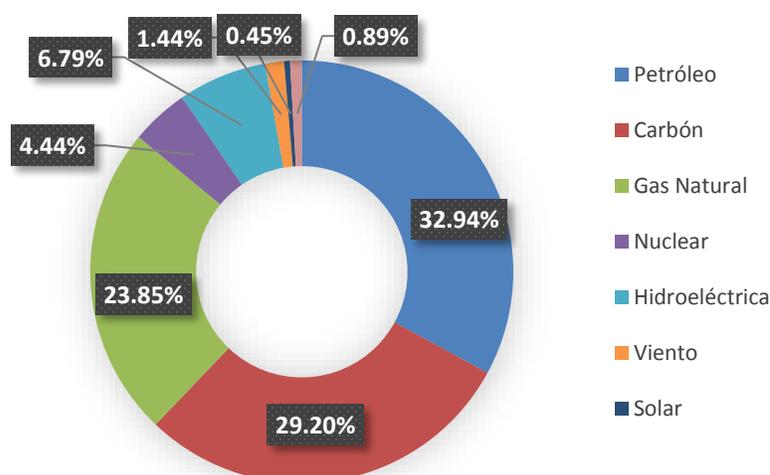


Figura 2. Matriz energética mundial [4]

Por otro lado, aunque la generación de energía mediante fuentes hídricas muestra una baja participación a nivel global, siendo esta una fuente renovable, en Colombia se evidencia lo contrario; las centrales hidroeléctricas generan aproximadamente un 70 % de la energía de país [5], como se ve en la figura 3, mientras que las centrales térmicas de gas y carbón se encuentran en segundo lugar con un 20 % de participación. La intervención de las fuentes renovables no convencionales es prácticamente nula, con una participación del viento en un 0,11 % y de la biomasa en un 0,55 % aproximadamente. La energía solar no alcanza a estar presente en la matriz energética del país, por lo que en la actualidad se están iniciando proyectos para empezar a hacer uso de este recurso.

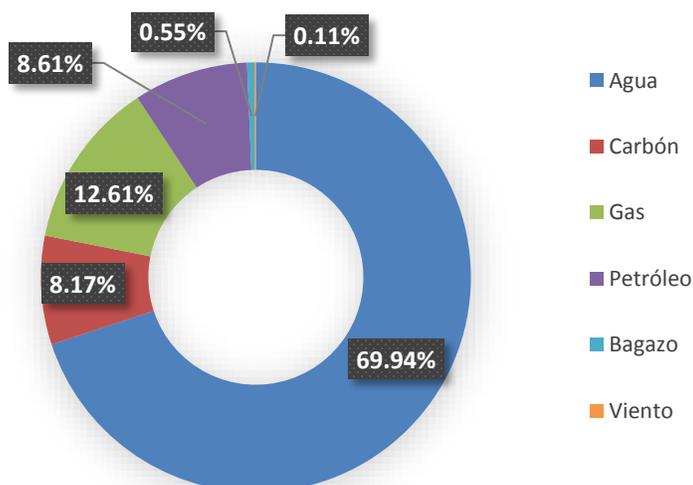


Figura 3. Matriz energética de Colombia a diciembre de 2016 [5]

El funcionamiento de las centrales térmicas se basa en la quema de combustible para la generación de vapor y energía; carbón, gas y en algunos casos bagazo, son los principales combustibles utilizados en estas centrales. El bagazo, un subproducto de la caña de azúcar obtenido después de la extracción de mieles, es utilizado en las centrales térmicas de la industria azucarera como principal combustible, las cuales, anteriormente producían vapor únicamente para los procesos de elaboración de azúcar y etanol, pero hoy en día, han empezado a cogenerar para producir energía eléctrica; por eso la inclusión del bagazo en la matriz energética del país. La dependencia de bagazo en la operación de las plantas de esta industria exige una gran disponibilidad de este subproducto a lo largo del año, la cual, en ciertos casos de la producción, asociados al cambio climático, no alcanza a suplir la demanda y exige la compra del bagazo a terceros, aumentando así los costos de operación. Este bagazo es quemado en los generadores de vapor, donde se produce la mayor pérdida de trabajo útil de la planta, producto de las irreversibilidades [6], tales como la reacción química que se da en la combustión y/o la pérdida de calor debido a la diferencias de temperaturas en estos dispositivos. Según Aljundi [7], en estos generadores de vapor se genera hasta el 80% de las irreversibilidades de la planta, por lo que se vuelve fundamental encontrar alternativas para reducir estas irreversibilidades y así tener una mayor eficiencia. En este sentido, precalentar el fluido de trabajo que entra al generador de vapor para reducir las diferencias de temperatura a la entrada y a la salida, podría mejorar la eficiencia de estos dispositivos [8].

Por lo tanto, un sistema de recolección solar que ayude a disminuir tales diferencias podría ser una gran solución para obtener una menor generación de irreversibilidades y así mejorar la eficiencia del proceso y lograr una reducción en los costos de producción. De igual forma, se podría impulsar el uso de energías alternativas generando un mejor entorno de operación y cuidado ambiental, mediante la disminución del consumo de combustible. Asimismo, las mejoras energéticas y exergéticas que se podrían aprovechar a causa de estos métodos de utilización de energía solar, pueden tener amplias aplicaciones para reducir el consumo de combustible y la emisión de CO<sub>2</sub> a la atmósfera [9]. Sin embargo, todas estas mejoras se deben cuantificar; surge entonces la pregunta de investigación: **¿Cuál es el impacto, en términos de destrucción de exergía y consumo de combustible, que se podrá obtener al implementar un sistema de colectores solares en una planta de cogeneración del sector azucarero?**

## 1.2. OBJETIVOS

### 1.2.1. Objetivo general

Realizar un análisis energético y exergético de una planta de cogeneración del sector azucarero para determinar el impacto obtenido, en términos de consumo de combustible y destrucción exergía, al implementar sistemas de recolección solar para precalentar el agua de alimentación en los generadores de vapor.

### 1.2.2. Objetivos específicos

- Construir un modelo termodinámico que represente la operación de la planta en régimen permanente, mediante la implementación del software *Engineering Equation Solver* (EES).
- Realizar el análisis energético y exergético de la planta azucarera para conocer sus condiciones de operación.
- Analizar las condiciones de radiación solar en la región donde se encuentra localizada la planta, y proponer las condiciones de diseño de los sistemas de recolección solar.
- Modelar y analizar la planta de cogeneración asistida por los sistemas de colectores solares.

## 2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tiene como propósito describir los conceptos básicos necesarios para el análisis del sistema de cogeneración y de la inclusión del sistema de recolección solar.

### 2.1. CONCEPTOS BÁSICOS DE TERMODINÁMICA

En el libro Termodinámica de Kenneth Wark y Richards Donald [10], se define la termodinámica como la ciencia que estudia las transformaciones de la energía y las relaciones de las propiedades de las sustancias afectadas por dichas transformaciones. Estas transformaciones de energía se dan en forma de trabajo y calor, y ocurren debido a la interacción de un sistema con su entorno, dando a conocer que lo que diferencia el sistema de sus alrededores se conoce como volumen de control, el cual es la región de interés para el estudio o análisis del sistema. Se llama superficie de control a la frontera que limita el volumen de control, diferenciándolo de sus alrededores. La masa, así como el calor y el trabajo, pueden cruzar la superficie de control, y las propiedades de esta masa pueden variar con relación al tiempo [11].

#### 2.1.1. Conservación de masa

El Principio de Conservación de la Masa para un volumen de control expresa que la transferencia neta de masa hacia o desde el volumen de control durante un intervalo de tiempo, es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total dentro del volumen [6], como se muestra en la ecuación 1.

$$\dot{m}_{entrada} - \dot{m}_{salida} = \frac{d\dot{m}_{sistema}}{dt} \quad (1)$$

Sin embargo, la operación de la planta en estudio será considerada en régimen permanente o estado estable, lo cual indica que las propiedades del fluido pueden cambiar de un punto a otro dentro del volumen de control, pero en cualquier punto permanecen constantes durante todo el proceso [6]; esto hace que el término a la derecha del igual sea cero.

### 2.1.2. Formas de energía

El trabajo ( $W$ ) se puede definir como la transferencia de energía relacionada con las fuerzas que actúan sobre el sistema. Este se puede dar como trabajo volumétrico, cuando la frontera del sistema cambia su tamaño; trabajo de eje, cuando un eje giratorio le aplica la fuerza al fluido del sistema; y trabajo eléctrico, cuando una corriente es inducida al sistema, además de entregarle calor [6]. El calor ( $Q$ ) se da debido a la diferencia de temperatura que existe entre el sistema y su entorno; se puede dar por conducción, convección y/o radiación [6].

### 2.1.3. Primera Ley de la Termodinámica

La Primera Ley de la Termodinámica se fundamenta en la Ley de Conservación de Energía, del hecho de que la energía ni se crea ni se destruye [12]. Es una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía que se dan entre el sistema y el entorno, ya que, al establecer que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso, esta solo puede cambiar de forma. De acuerdo con lo anterior, el principio de conservación de la energía expresa que el cambio neto en la energía del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso [6], ilustrado en la ecuación 2.

$$\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} = \frac{d\dot{E}_{sistema}}{dt} \quad (2)$$

La primera ley se encarga de cuantificar o relacionar la energía que entra y/o sale de un sistema durante un proceso determinado; también es utilizada para determinar todas las propiedades de estado en el sistema. Cabe destacar que, con solo la Primera Ley de la Termodinámica, no se puede realizar un análisis completo de un sistema o un ciclo, porque no basta con saber qué tanta energía se pierde y/o se gana, sino que también se deben conocer las condiciones de dicha energía. El estudio de estas condiciones lo proporciona la Segunda Ley de la Termodinámica.

### 2.1.4. Segunda Ley de la Termodinámica

La Segunda Ley de la Termodinámica afirma que los procesos ocurren en cierta dirección, y que, además de cantidad, la energía posee calidad [6]. Esta ley provee las herramientas necesarias para determinar dicha calidad, así como la degradación que sufre la energía durante el proceso. En esta

ley se introduce el concepto de exergía, que se conoce como el trabajo útil que se puede obtener de un sistema. El hecho de que la segunda ley exponga que los procesos siguen una dirección, significa que no pueden ir naturalmente en la dirección opuesta. Un ejemplo que evidencia la Segunda Ley de la Termodinámica es el de un automóvil que usa gasolina para subir una pendiente, pero que al bajar de esta pendiente, la gasolina no es restituida [11].

Es relevante agregar la definición de entropía, la cual se conoce como el desorden microscópico de un sistema [13]. Las irreversibilidades, tales como la fricción, el mezclado, las reacciones químicas, la transferencia de calor, la expansión libre y la compresión, generan entropía, y cualquier cosa que genere entropía siempre destruye exergía [6]. Es por esto, que esta destrucción representa el potencial de trabajo perdido durante un proceso.

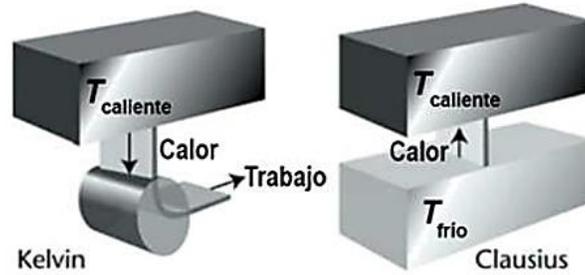
A pesar de los conceptos de exergía y de entropía, no existe una declaración que abarque todos los conceptos de la segunda ley, sin embargo, existen dos formulaciones que destacan lo que está involucrado en esta: el enunciado de Kelvin-Planck y el enunciado de Clausius.

#### **2.1.4.1. Enunciado de Kelvin-Planck**

El enunciado de Kelvin-Planck dice que es imposible, para un sistema que opera en un ciclo termodinámico, entregar una cantidad neta de energía como trabajo a sus alrededores, mientras recibe energía por transferencia de calor desde un único depósito térmico [10], tal como lo muestra la figura 4a; y que para que un proceso pueda funcionar, es indispensable la existencia de un depósito a una baja temperatura. También establece que es imposible construir una máquina térmica que tenga un rendimiento térmico del cien por ciento (100%), ya que no es posible convertir todo el calor en trabajo neto [14].

#### **2.1.4.2. Enunciado de Clausius**

El enunciado de Clausius señala que es imposible que un sistema opere de tal manera que su resultado sea transmitir energía como calor desde un cuerpo frío a un cuerpo más caliente [14], como se observa en la figura 4b. Lo que quiere decir que para que esto ocurra debe haber un ingreso o un gasto de trabajo [12].



a) Enunciado de Kelvin-Planck      b) Enunciado de Clausius

Figura 4. Enunciados de Kelvin-Planck y Clausius [12]

## 2.2. LA ENERGÍA SOLAR.

Además de analizar y comprender las leyes de la termodinámica, es necesario saber qué tanta energía proporciona el Sol a la Tierra. Para ello, se deben conocer los conceptos de transferencia de calor y aún más, de transferencia de calor por radiación, ya que se pretende captar la energía radiante del Sol que se encuentra en el ambiente. En el libro Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa [15], la transferencia de calor se define como la energía en tránsito que se da debido a una diferencia de temperaturas entre dos cuerpos; por eso, siempre que exista una diferencia de temperaturas entre dos o más cuerpos existirá una transferencia de calor. Este fenómeno ocurre entre el planeta Tierra y el Sol, donde este último se encuentra a una temperatura mucho mayor que la que existe en el planeta,  $5538\text{ }^{\circ}\text{C}$  en la superficie [16], lo que hace que se transfiera energía, a través de Radiación Térmica, desde Sol hacia la Tierra. Este tipo de radiación ocurre por la energía que emite un cuerpo al estar a una determinada temperatura finita, la cual se traslada mediante ondas electromagnéticas y no requiere de un medio para hacerlo [15]. La radiación que emite el Sol llega hasta la tierra viajando por el espacio.

Entonces, para conocer la energía solar que se puede aprovechar en los procesos de generación de vapor y electricidad, se debe conocer qué tanta radiación solar incide sobre un área específica, lo cual se conoce como irradiancia.

### 2.2.1. El Sol

A pesar que del Sol llegan  $1,7 \times 10^{14}$  kW de energía, lo equivalente a 170 millones de reactores nucleares de 1000 MW de potencia (10000 veces el consumo energético mundial) [17], no toda esta energía puede ser aprovechada, puesto que no logra sobrepasar las diferentes capas de la

atmósfera. Sin embargo, sigue siendo mucho el potencial energético que puede ser aprovechado, ya que si bien se pierde energía durante el trayecto, en la superficie del planeta se reciben aproximadamente  $1367 \text{ W/m}^2$  de energía de esta fuente [17].

Adicional a la atmósfera, la inclinación de la Tierra es otro factor que afecta la cantidad de radiación que se puede captar en las diferentes regiones del planeta; los polos son los lugares donde se recibe una menor radiación. La hora del día y la época del año también inciden en la cantidad de radiación solar que se puede aprovechar [17]; no se recibe la misma cantidad de radiación en la mañana o en la tarde que al medio día. Todo esto debido al movimiento del planeta respecto al Sol. La figura 5 muestra la inclinación que tiene el eje de la Tierra respecto al Sol, la cual varía desde  $0^\circ$  a  $23,5^\circ$ , siendo positivo al norte y negativo al sur, dependiendo del día del año; a esto se le llama declinación solar, y el ángulo  $\delta$  se conoce como ángulo de declinación.

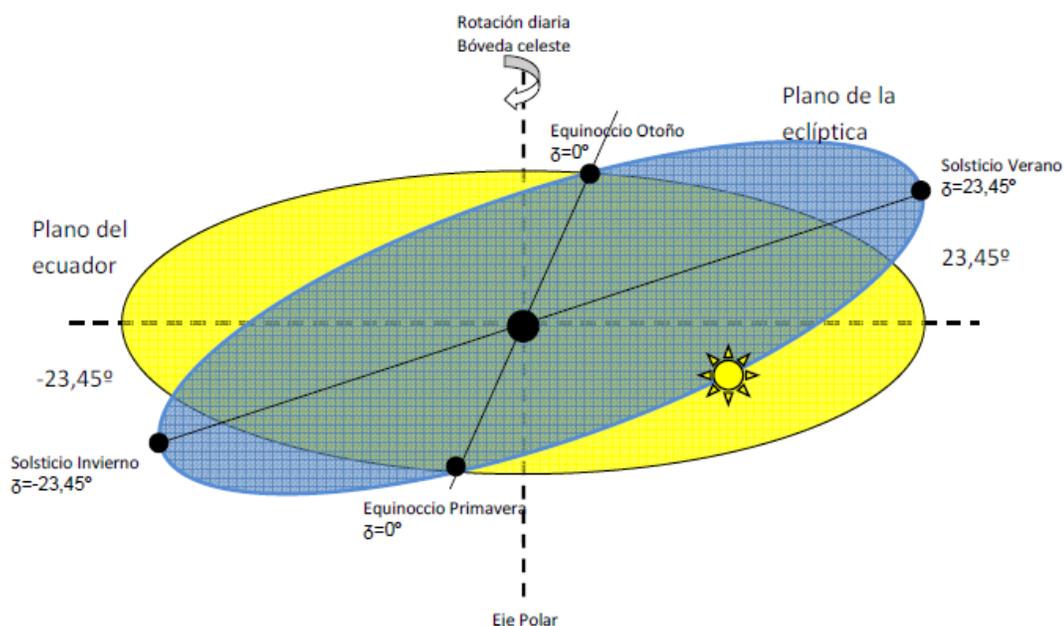


Figura 5. Órbita terrestre alrededor del Sol [17]

El ángulo de declinación se calcula a partir de la ecuación 3, conocida como la ecuación de Cooper [18], donde  $n$  es el día del año, que va desde cero hasta 365. La variación de la declinación a lo largo del año se muestra en la figura 6.

$$\delta = 23,45 \sin \left[ \frac{360}{365} (284 + n) \right] \quad (3)$$

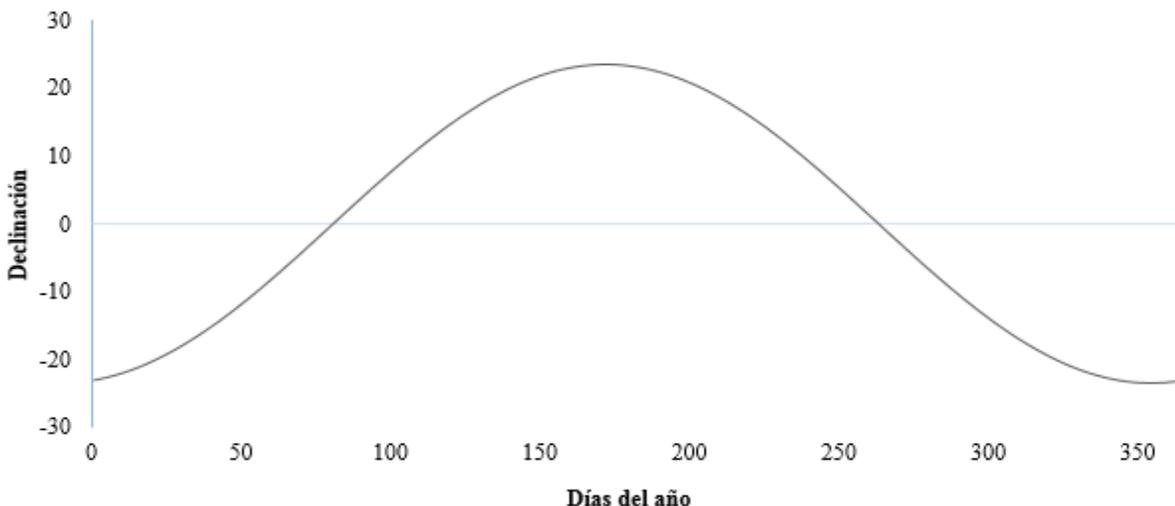


Figura 6. Variación del ángulo de declinación

### 2.2.2. Ángulos solares

Además del ángulo de declinación, para conocer la cantidad de radiación incidente en una superficie, se debe tener en cuenta su posición y los ángulos formados entre los rayos del Sol y la Tierra. La mayor cantidad de radiación que se puede obtener en una superficie ocurre cuando los rayos del Sol inciden perpendicularmente en ella, sin embargo, esto ocurre en un solo momento del día debido al cambio de posición del astro desde el amanecer hasta el anochecer [19]. Esto hace que la eficiencia de los colectores solares no sea la misma durante todo el día, por lo tanto, se debe conocer el ángulo que se forma entre los rayos del Sol y la normal de la superficie del colector para determinar la cantidad de radiación obtenida, como se muestra en la ecuación 4; dicho ángulo se conoce como ángulo de incidencia ( $\theta$ ), mostrado en la figura 7. El término *DNI* es la radiación solar directa (*Direct Normal Irradiance*, su nombre en inglés).

$$I = DNI \cos(\theta) \quad (4)$$

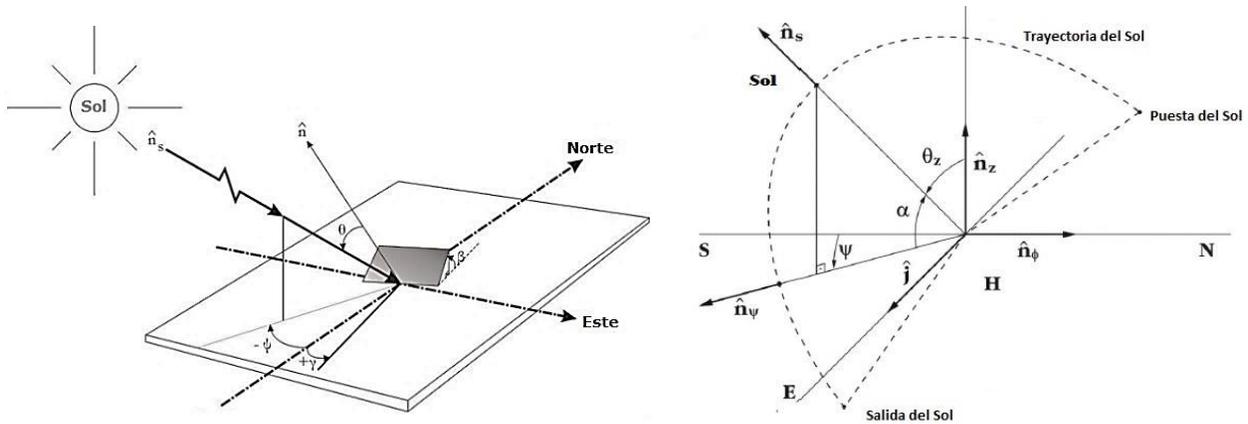


Figura 7. Principales ángulos solares [18] (adaptado)

El ángulo de azimut superficial ( $\gamma$ ) mide la orientación de la superficie respecto al sur; es cero cuando está orientada hacia el sur, positivo al este y negativo al oeste. El ángulo de azimut solar ( $\psi$ ) se comporta de la misma manera que el azimut de la superficie, solo que este ya es respecto a la proyección de los rayos del Sol. El ángulo  $\alpha$  es el ángulo de elevación, medido desde la horizontal hasta la proyección de los rayos, y  $\theta_z$  es el ángulo de zenit, complementario a  $\alpha$ . Por último, el ángulo  $\beta$  mide la inclinación de la superficie del colector respecto al plano de la tierra. Las ecuaciones 5, 6 y 7 muestran la forma de calcular dichos ángulos y las relaciones que tienen entre sí [18].

$$\psi = \cos^{-1} \left[ \frac{\sin \alpha \sin \phi - \sin \delta}{\cos \alpha \cos \phi} \right] \quad (5)$$

$$\theta_z = \cos^{-1} [\sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega] \quad (6)$$

$$\alpha = 90^\circ - \theta_z \quad (7)$$

El cálculo de estos ángulos está relacionado con la localización de la región en análisis y con el tiempo local, es decir, con la hora del día del lugar de estudio. Así entran en juego otros dos ángulos: el ángulo horario ( $\omega$ ) y la latitud ( $\phi$ ); este último representa la ubicación angular del sitio respecto a la Línea del Ecuador [18]. El ángulo horario es la rotación aparente del Sol al este o al

oeste del meridiano local, debido a la rotación de la tierra en su eje [18]; como la Tierra gira  $360^\circ$  en un día que tiene 24 horas, la rotación es de  $15^\circ$  por hora. Así, la determinación del ángulo horario se realiza como se presenta en la ecuación 8.

$$\omega = (12 - t_{solar}) * 15^\circ \quad (8)$$

### 2.2.3. Tiempo solar aparente y tiempo local

Para comprender la diferencia entre el tiempo solar y el tiempo local, es necesario conocer que el Sol no tiene un movimiento regular a lo largo del año, ya que la órbita terrestre es elíptica [20]. En general, se sabe que el Sol tarda 24 horas en volver a un mismo punto en el cielo, pero esto puede variar hasta en 15 minutos en algunas ocasiones. El tiempo solar es una medida basada en el movimiento aparente del Sol a través del cielo, que toma como origen el instante en el que este pasa por el meridiano local, es decir el mediodía [20]. Sin embargo, como este momento es diferente a lo largo del año, el tiempo solar se divide en dos categorías: Tiempo Solar Aparente y Tiempo Solar Medio. El tiempo solar aparente, como su nombre lo indica, está basado en el día solar aparente, el cual es el intervalo de tiempo desde que pasa el Sol por un punto, generalmente el Meridiano, hasta que vuelve a pasar por ese mismo punto al día siguiente. El tiempo solar medio está basado en un sol ficticio viajando siempre a una velocidad constante [20]. Con esa velocidad se determina que un día dura 24 horas, y se determina el tiempo local, que es la hora que se ve en los relojes convencionales. Por consiguiente, el tiempo solar aparente se calcula mediante la ecuación 9 [18].

$$t_{solar} = t_{local} [h] + 4[min/^\circ](L_{ref} - L_{local}) + E_t[min] \quad (9)$$

Los términos  $L_{local}$  y  $L_{ref}$  se refieren a la longitud local y la longitud de referencia respectivamente.  $E_t$  es el término utilizado para la ecuación de tiempo, la cual representa la diferencia entre el tiempo solar aparente y el tiempo solar medio [20], mostrada en la figura 8. La ecuación de tiempo es calculada a partir de la ecuación 10 [18].

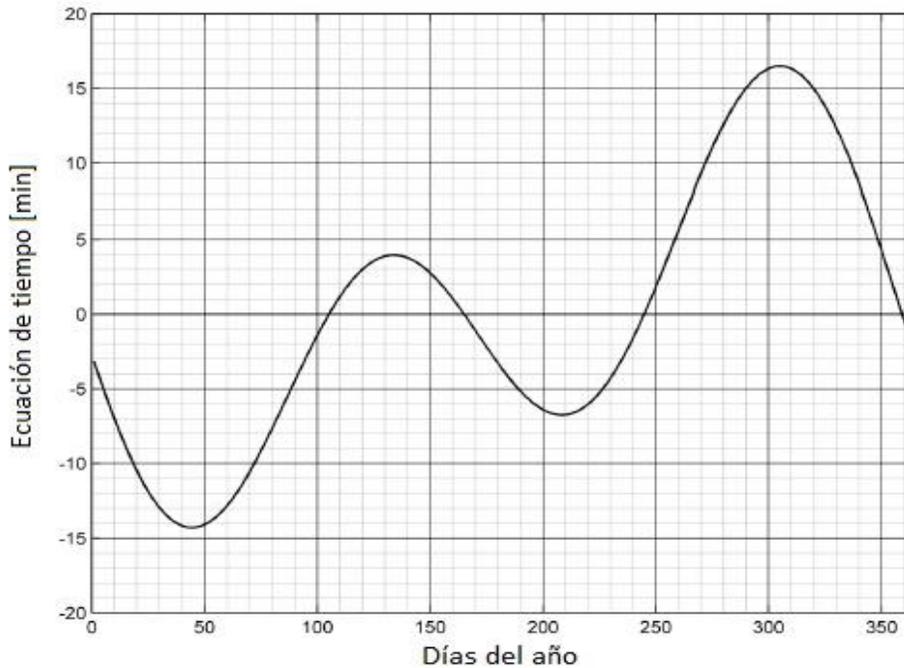


Figura 8. Variación de la ecuación de tiempo [18]

$$E_t = 229,28 * \left\{ 0,000075 + 0,001868 \cos \left[ (n - 1) \left( \frac{360}{365} \right) \right] - 0,032077 \sin \left[ (n - 1) \left( \frac{360}{365} \right) \right] \right. \\ \left. - 0,014615 \cos \left[ 2(n - 1) \left( \frac{360}{365} \right) \right] - 0,04089 \sin \left[ 2(n - 1) \left( \frac{360}{365} \right) \right] \right\} \quad (10)$$

Como se aprecia en la figura anterior, la diferencia entre el tiempo solar aparente y el tiempo solar medio es diferente a lo largo del año, por tal razón, el tiempo solar aparente es el término usado en todas las relaciones de ángulos solares.

#### 2.2.4. Longitud de referencia y longitud local

Anteriormente, se mencionó la importancia de conocer la localización del sitio a la hora de trabajar con radiación solar, donde se mencionó la latitud. Ahora es necesario conocer la longitud, es decir la ubicación o distancia angular respecto al Meridiano de Greenwich, la cual es positiva al este y negativa al oeste.

En la Tierra, se consideran 24 meridianos separados cada uno por 15 grados, siendo Greenwich el meridiano cero; todos ellos para tener una referencia de la ubicación geográfica de un punto en el planeta. Así se toma en cuenta la longitud de referencia. Colombia está localizada en el quinto

meridiano a la izquierda del Meridiano de Greenwich, por lo tanto, la longitud de referencia es igual a  $-75^\circ$  [21]. La longitud local es dada por la ubicación exacta del sitio de estudio.

### **2.3. ENERGÍA SOLAR EN LA INDUSTRIA**

En el numeral anterior, se mencionó la capacidad que tiene el Sol para proporcionar energía al mundo, haciendo de este recurso una alternativa para mejorar la eficiencia de operación de los sistemas termodinámicos. Es por esto que el aprovechamiento de la energía solar en plantas de cogeneración ha tomado fuerza en los últimos años. En la industria, y en el caso de la industria azucarera, el enfoque es investigar y evaluar alternativas para mejorar la eficiencia en los procesos, disminuir los costos de operación y así ser más competitivos. Estudios similares han arrojados resultados satisfactorios. En Bangladesh, se observó que al aumentar la temperatura del agua que entra al generador de vapor, se reduce la cantidad necesaria de combustible para producir el vapor [22]. En Brasil, en un estudio realizado con colectores lineales tipo Fresnel, se obtuvo una reducción de consumo de combustible de 15 % [21]. La energía térmica, también puede ser utilizada en un tratamiento de secado del bagazo antes de ingresar al generador de vapor, lo cual ayuda a disminuir su consumo, al igual que aminora la emisión de gases [23]. Por último, una comparación de dos sistemas de recolección de energía solar, mostró que la eficiencia de estos sistemas depende de su capacidad de almacenar energía [24]. Por esta razón, se pretende desarrollar una comparación entre dos sistemas de recolección, con el fin de determinar los beneficios que traería la implementación de cada uno de ellos.

La adaptación de cualquier método de captación de energía solar es estudiado y analizado dependiendo de los diferentes factores que se presentan; a qué sistema se va a aplicar, qué cantidad de calor proveniente del Sol se necesita y qué se quiere hacer con esta energía, son unos de los muchos factores que influyen a la hora de evaluar la inclusión de un sistema de colectores solares. Después de tener claro lo que se requiere, se deben examinar los puntos claves de la planta y/o sistema a analizar. Así mismo, es necesario tener en cuenta todos los parámetros de funcionamiento de la planta, tales como energía, exergía, economía y hasta el entorno ambiental. Un estudio de una planta solar térmica en India que funciona a base de carbón, donde se analizó la viabilidad técnico-económica de implementar energía solar para calentar el agua de alimentación, evidencia que el

uso de este tipo de energías es una opción prospectiva para las centrales térmicas; el estudio de las 4-E (*Energy, Exergy, Environment and Economic analysis*) [25] arrojó resultados tales como:

- Al utilizar el captador solar, el ahorro de consumo de carbón es de 5 - 6 %.
- La utilización de la energía solar para la calefacción de agua se observa más eficiente, basándose en el análisis exergético más no energético.
- Se produce un ahorro de 7 a 8 veces el costo de combustible en la planta.
- La planta de cogeneración implementada en India generó el ahorro anual de 74 millones de rupias (alrededor de 1140 millones de dólares).
- Se reduce la emisión de CO<sub>2</sub> a la atmósfera en 62000 toneladas anuales aproximadamente.

Este último, toma una relevancia importante considerando los problemas ambientales existentes en el mundo, ya que se ven los beneficios tras el uso de las energías renovables, contribuyendo así con el Desarrollo Sostenible, definido como “la satisfacción de las necesidades de la generación presente sin comprometer la capacidad de la generaciones futuras para satisfacer sus propias necesidades”, por Gro Harlem Brundtland en la Comisión Mundial sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo de 1987 [26]. Así, no solo se deben buscar beneficios económicos en el desarrollo de nuevos proyectos, sino también beneficios ambientales que contribuyan con el cuidado del planeta; lo dicen Ibrahim Dincer y Marc A. Rosen en su artículo *Energy, Environment and Sustainable Development* [27], adicionando que para alcanzar un desarrollo sostenible, se debe dedicar el esfuerzo no solo al descubrimiento de nuevos recursos energéticos, como las energías renovables no convencionales, sino también a incrementar la eficiencia de los procesos que utilizan estos recursos; actividad que se pretende abarcar en el presente trabajo.

De esta manera, viendo los beneficios que se pueden llegar a obtener con la energías renovables no convencionales, muchos países ya están trabajando y estudiando a profundidad su uso, y se ha observado que con los recursos naturales del planeta, puede ser posible que el cien por ciento de la energía producida por un país sea renovable [28]. Dinamarca espera que, para el 2030, la producción energética del país sea en un 50% renovable, basándose principalmente en recursos como la biomasa y combinaciones de energía eólica, solar y mareomotriz [17]. Por otro lado, Colombia, un país que cuenta con una gran cantidad y variedad de recursos, y con condiciones

climáticas y meteorológicas favorables, debe ir indagando en la forma de aprovechar las energías renovables no convencionales para implementarlas en sus procesos de generación de energía. Se ha observado que en proyectos similares relacionados con el uso de energía solar se obtienen resultados favorables, sin embargo, también se debe considerar que sus costos de implementación pueden ser relativamente altos. Se debe resaltar entonces que los beneficios económicos se observarían con el tiempo, lo que compensaría los gastos iniciales. Además, cabe destacar que, con las mejoras tecnológicas y el aumento de volúmenes en las tecnologías de energías renovables no convencionales, se han venido reduciendo los costos de inversión, así como los costos de operación y mantenimiento [29].

## **2.4. APROVECHAMIENTO DE LA RADIACIÓN SOLAR**

Es posible aprovechar la radiación del Sol por medio de paneles que captan esta energía y la recolectan para un posterior uso. La energía solar se puede convertir en energía eléctrica de dos formas: a través de paneles fotovoltaicos, que transforman directamente la energía produciendo electricidad, o transformándola en energía térmica por medio de colectores solares, para después convertirla en electricidad [2]. Esta última forma de aprovechamiento de la energía solar es la que se utiliza principalmente en las centrales térmicas, siendo una gran opción para las plantas del sector azucarero, ya que este tipo de plantas se basan en la producción de vapor para desarrollar sus procesos de elaboración de azúcar y producción de energía eléctrica, ya sea para el funcionamiento de la planta o para exportarla al sistema energético del país. Existen diversos colectores capaces de transformar los rayos solares en calor, todos basados en el principio de absorber la energía del Sol para luego transferírsela a un fluido; estos se mencionan a continuación:

### **2.4.1. Colectores no concentradores**

Básicamente existen dos tipos. En ellos, los rayos inciden directamente sobre el medio por donde se transporta el fluido de trabajo, y son:

#### **2.4.1.2.2.4.1.1. Colector de placa plana**

Es el colector más utilizado mundialmente, ya que generalmente se emplea en uso doméstico y en sistemas de calefacción. Como se muestra en la figura 9, se trata de una serie de placas absorbedoras que transfieren el calor a una serie de tubos por donde circula el fluido. Se pueden lograr

temperaturas de hasta 80 °C, y tienen la cualidad de que la superficie de absorción es aproximadamente igual al tamaño del colector [30].



Figura 9. Colector de placa plana ENERWORK [31]

#### 2.4.1.3.2.4.1.2. Colector de tubos evacuados

La figura 10 muestra este tipo de colector. Dos tubos de vidrio concéntricos con un vacío entre ambos (figura 10a). La luz del Sol pasa a través del vidrio exterior y es absorbida por el vidrio interior, donde se encuentra una varilla delgada por donde circula una pequeña cantidad de fluido. Este fluido se evapora y transfiere su calor al otro fluido circulante que se quiere calentar. Cuando se enfría el vapor, se condensa y regresa a la parte inferior de la varilla, como se ve en la figura 10b. La ventaja de este colector es que puede operar en condiciones climatológicas muy frías, inclusive por debajo de los cero grados, y pueden producir un 25 % más de energía que los colectores de placa plana [32].

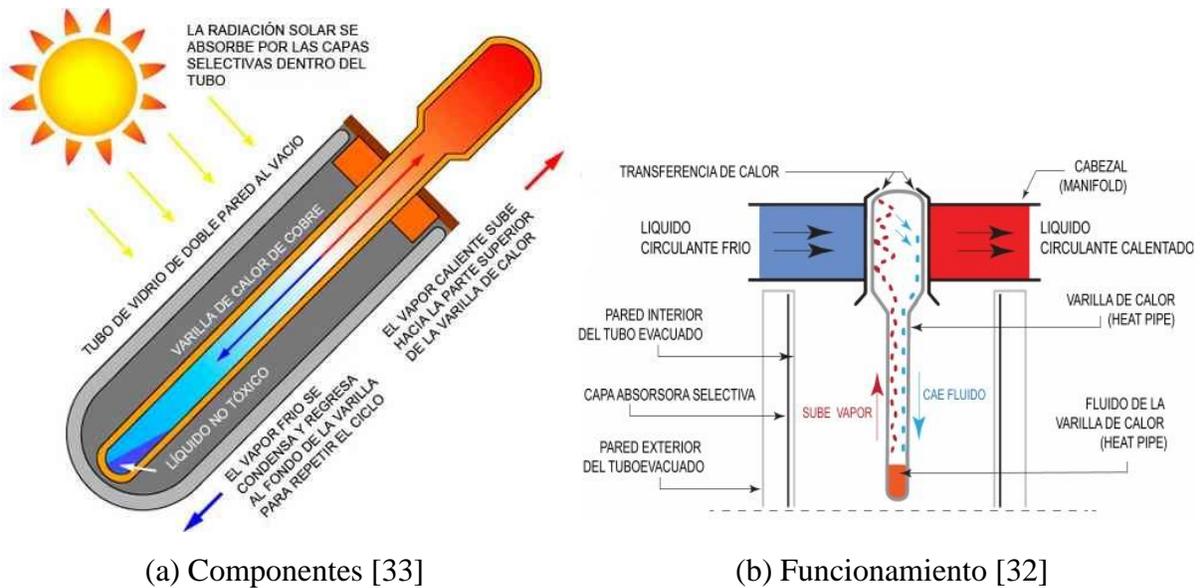


Figura 10. Colector de tubos evacuados

## 2.4.2. Colectores de tipo concentración

Los rayos del Sol son proyectados por medio de reflectores sobre una superficie absorbadora relativamente pequeña, haciendo que los rayos se concentren y su intensidad aumente, por lo que se pueden alcanzar mayores temperaturas y tener una mayor eficiencia térmica [34]. De estos existen diversos colectores de diferentes características.

### 2.4.2.1. Lineal Fresnel

Son los colectores tipo concentración más simples y por ende los más económicos. Consisten en una serie de líneas de espejos planos, organizados de tal modo que los rayos de sol se proyectan sobre la superficie absorbente, que en este caso es un tubo por donde circula el fluido a calentar. Estos espejos se inclinan dependiendo de la ubicación del Sol a lo largo del día. La figura 11 muestra un colector tipo Lineal Fresnel y la inclinación de los espejos de acuerdo con la posición de los rayos solares.

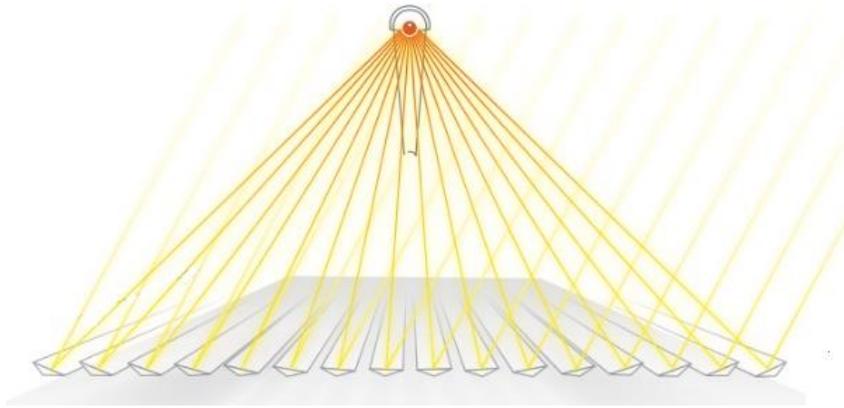


Figura 11. Colector Lineal Fresnel [35]

#### 2.4.2.2. Cilindro parabólico

Es el colector más utilizado en el mercado mundial, ya que presenta la tecnología más avanzada en materia de concentración de energía, alcanzando temperaturas hasta de 400 °C [34]. Su funcionamiento es muy similar al Fresnel, con la diferencia que no se tienen líneas de reflectores, sino una sola de forma parabólica que concentra los rayos al tubo ubicado en su foco (figura 12).

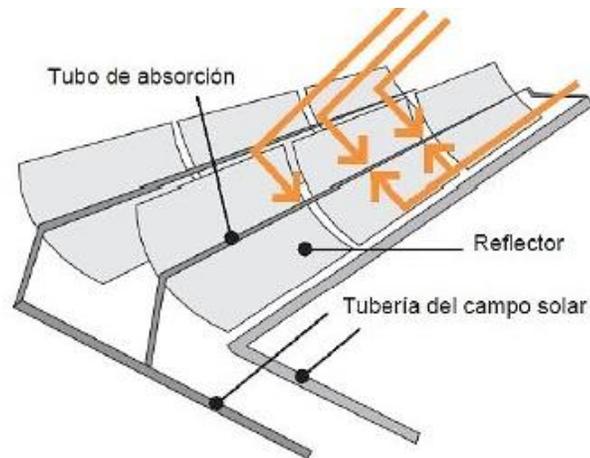


Figura 12. Colector Cilindro Parabólico [36]

#### 2.4.2.3. Disco parabólico

Como su nombre lo indica, el reflector es en forma de disco parabólico, proyectando los rayos en un solo punto. Tiene la particularidad de que presenta movimiento en los dos ejes horizontales para lograr captar los rayos de una mejor forma. Este tipo de colector no requiere de un fluido de

transferencia, debido a que el calor obtenido en el foco del disco es aprovechado directamente, ya sea por un motor Stirling para producir potencia, o por un pequeño turbogenerador, para la producción de electricidad. Se observa en la figura 13.

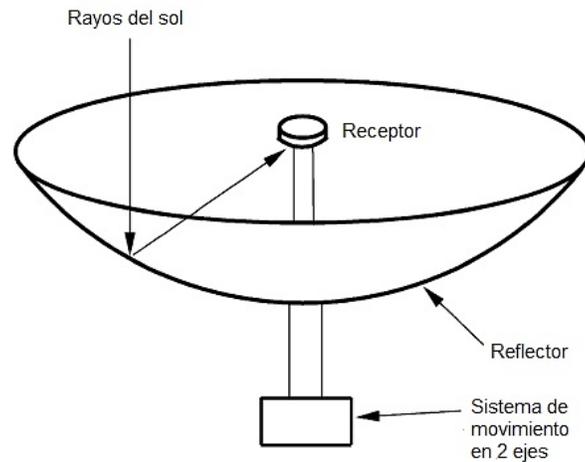


Figura 13. Colector de disco parabólico [34]

#### 2.4.2.4. Sistema torre central

También conocido como Campo Heliostático. Mostrado en la figura 14, consta de pequeños reflectores, rectos o cóncavos, que concentran la radiación solar en un receptor ubicado en lo alto de una torre por donde pasa el fluido. Los reflectores, también llamados helióstatos, poseen un sistema de movimiento independiente para ajustarse a los rayos del Sol durante transcurso del día.

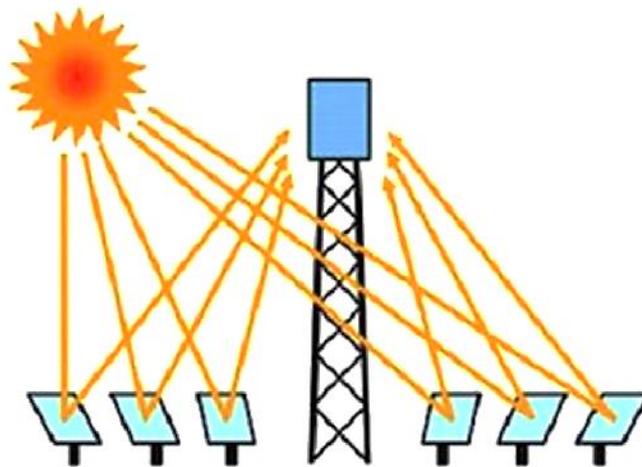


Figura 14. Campo heliostático [33]

### 3. PLANTA DE COGENERACIÓN

El propósito de este capítulo es describir el ciclo termodinámico de la planta en estudio, así como su funcionamiento y sus condiciones de operación. En este capítulo se menciona su proceso de generación de vapor, energía eléctrica y elaboración de los productos derivados de la caña de azúcar.

#### 3.1. CICLO DE COGENERACIÓN

La principal finalidad de los ciclos de potencia de vapor es la generación de trabajo para producir electricidad; esto, a partir de la energía en forma de calor que entrega el vapor. Sin embargo, por no ser un ciclo ideal, parte de la energía del vapor no se convierte en trabajo, y al no ser utilizada se desecha al ambiente, lo que trae consigo una diversidad de problemas ambientales y económicos. De ahí surge la cogeneración. Muchas industrias requieren calor para sus procesos, y pueden aprovechar el calor que no se convierte en trabajo para la realización de ellos. La industria química, la papelera y la azucarera son algunos ejemplos de procesos que se realizan a partir de calor.

La cogeneración es la producción de más de una forma útil de energía a partir de la misma fuente de energía [6]. El más conocido es el ciclo de generación combinada de energía eléctrica y energía térmica [37]. Para el caso de la industria azucarera, se produce energía térmica para los procesos de elaboración de azúcar y derivados, y energía eléctrica para el abastecimiento de la planta misma o para venderla a la red de energía del país.

La figura 15 muestra un Ciclo Rankine simple, el cual es utilizado para la construcción del modelo termodinámico de la planta en estudio; sus elementos básicos son: la caldera, la turbina, el condensador y la bomba. En la figura 16, se observa el ciclo simple con cogeneración, el cual es una adaptación del ciclo Rankine, pero agregándole un proceso donde se aprovecha el calor para la elaboración de los distintos productos; en el caso de la planta en estudio, elaboración de azúcar y otros productos derivados de la caña.

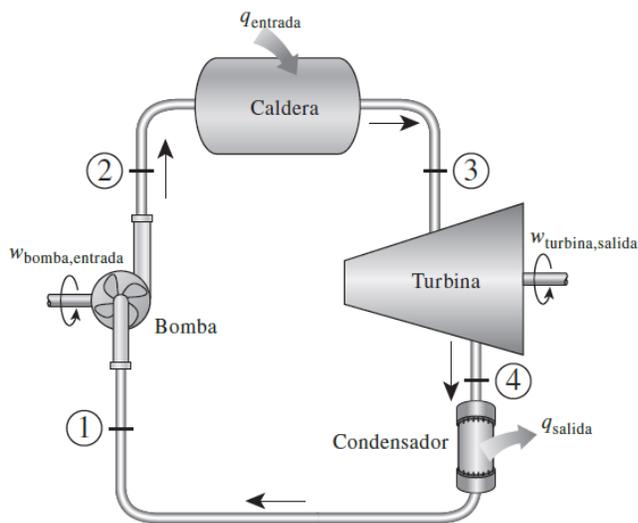


Figura 15. Ciclo Rankine simple [6]

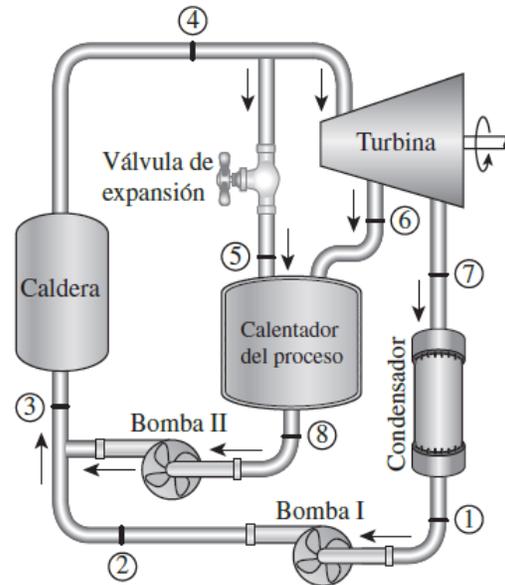


Figura 16. Ciclo Rankine con cogeneración [6]

### 3.2. PLANTA DE COGENERACIÓN EN ESTUDIO

Una de las ventajas de las plantas de la industria azucarera, es que se usa el bagazo como combustible, el cual es considerado biomasa y fuente de energía renovable. Este subproducto de la caña se obtiene después de la extracción de jugos (sacarosa) al hacerse pasar por una serie de molinos, y de un proceso de secado, donde se busca obtener una humedad mínima para extraer la energía necesaria para la combustión. Cabe destacar que la humedad, la cual es una de las propiedades más importantes desde el punto de vista de la generación del vapor, depende de la eficiencia de los molinos para extraer la sacarosa; cuando el trabajo de los molinos es deficiente, el contenido de humedad del bagazo puede llegar a ser hasta del 50%, mientras que con un buen trabajo su contenido puede estar por debajo del 40% [38], y entre más seco se encuentre el bagazo mejor es su quema, lo que aumenta la eficiencia de generación de vapor. El proceso de generación del vapor comienza entonces con la quema del bagazo en las calderas, diseñadas para transmitir el calor procedente de una fuente externa a un fluido contenido dentro de la misma [39]. En ellas, son necesarias aproximadamente 50,5 toneladas de bagazo por hora para las condiciones de operación de la planta. Las calderas producen 35,4 kg/s de vapor, requeridos en las turbinas y el proceso, por su contenido energético.

En la figura 17 se presenta el diagrama de la planta de cogeneración en estudio, que cuenta con 2 caleras para la producción de vapor. La caldera 2 produce vapor para dos turbinas de la planta, una turbina generadora de par para molienda (turbina-molino) con una capacidad de procesamiento de 230 toneladas de caña por hora, de las cuales el 25% se convierte en bagazo, y una turbina de contrapresión (TCP) para generación potencia y posteriormente electricidad para el consumo de la planta; otra parte del vapor generado en la caldera 2 es utilizado directamente en el proceso. La caldera 1 genera vapor exclusivamente para un turbogenerador (TCOND) para producción de energía eléctrica; esta turbina es la de mayor producción de potencia debida a su capacidad y eficiencia.

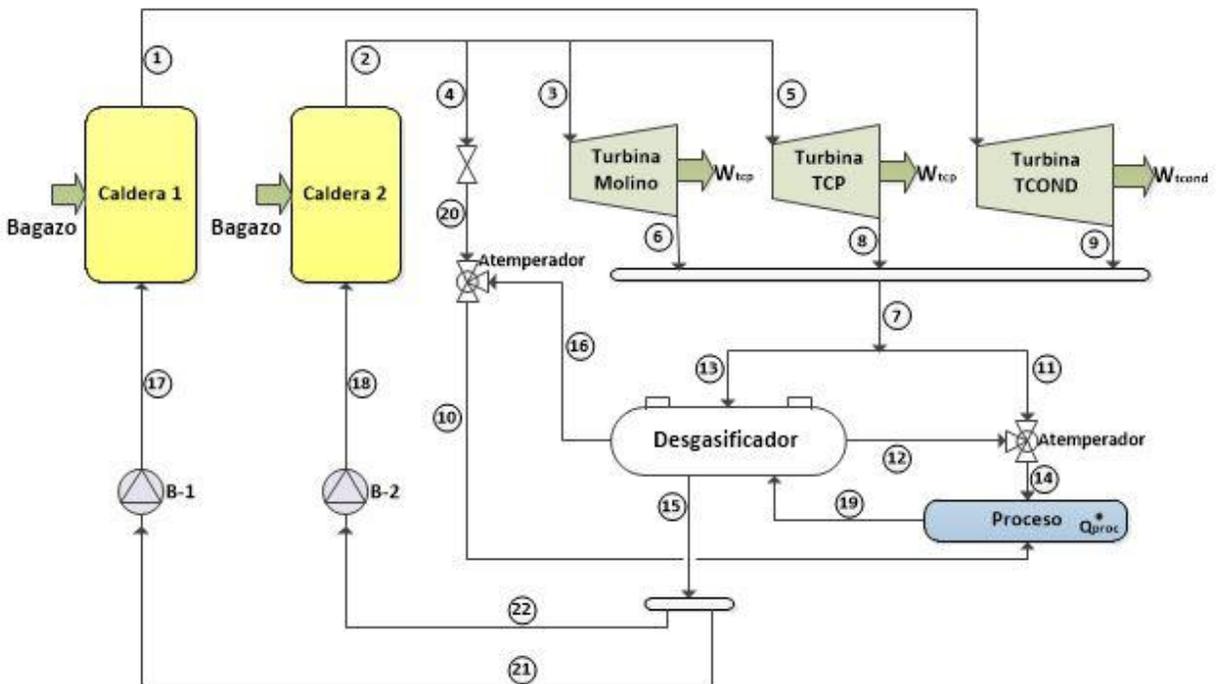


Figura 17. Diagrama de flujo de la planta de cogeneración del sector azucarero

Adicionalmente, la planta cuenta con un desgasificador, el cual se encarga de eliminar los gases no condensables en el agua de alimentación del proceso, para que pueda ser llevado por las bombas B-1 y B-2 hacia las calderas, y así y comenzar nuevamente el ciclo. Los atemperadores A y B son los dispositivos encargados de regular las condiciones del vapor necesario en el proceso.

### 3.2.1. Condiciones de operación

Para el desarrollo de este objetivo también es necesaria la recopilación de algunos datos básicos de funcionamiento del ciclo de cogeneración, los cuales ayudan al análisis y a adquirir valores energéticos y exergéticos de cada uno de los estados de la planta. Los parámetros de operación de cada componente están consignados en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros de funcionamiento de la planta

COMPONENTE	PARÁMETRO	VALOR
<b>Caldera 1</b>	Eficiencia	70 %
	Presión	2068 kPa (man)
	Temperatura de salida de vapor	400 °C
	Demanda de vapor	24,7 kg/s
<b>Caldera 2</b>	Eficiencia	65 %
	Presión	2068 kPa (man)
	Temperatura de salida de vapor	343 °C
	Demanda de vapor	10,7 kg/s
<b>Bagazo</b>	PCS	9472 kJ/kg
	Fibra % de caña	13,5 %
<b>Turbina Molino</b>	Eficiencia	52 %
	Presión de salida	137 kPa (man)
	Generación de potencia Mecánica	14,9 kW/ton fibra
	Rata de molienda	230 ton caña/h
<b>Turbina TCP</b>	Eficiencia	63 %
	Presión de salida	137 kPa (man)
<b>Turbina TCOND</b>	Eficiencia	80 %
	Presión de salida	137 kPa (man)
<b>Desgasificador</b>	Presión	137 kPa (man)
	Calidad del fluido en la salida	0
<b>Válvula de expansión</b>	Presión de salida	1034 kPa (man)
<b>Bombas</b>	Eficiencia	80 %
<b>Proceso</b>	Demanda de vapor	37,24 kg/s
	Presión de entrada	137 kPa (man)
	Calidad del fluido en la entrada	1
	Salida del Proceso	Condiciones ambiente
	Pérdida de agua	10 %
	Agua de reposición	10 %
<b>Generadores eléctricos</b>	Eficiencia	95 %

La construcción del modelo termodinámico que representa la operación de la planta en régimen permanente es esencial para el siguiente capítulo, ya que muestra el desarrollo del proceso de cogeneración y proporciona un conocimiento de la conexión entre los dispositivos en la planta y de los estados del fluido en cada uno de ellos. En el siguiente capítulo, se presenta el desarrollo del siguiente objetivo, en el cual se desarrolla, de forma matemática, un análisis energético y exergético de la planta para conocer sus condiciones de operación.

#### 4. ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DE LA PLANTA

En este capítulo se analiza la planta de cogeneración mediante la Primera y la Segunda ley de la termodinámica, con el fin de conocer más a fondo las condiciones de funcionamiento de la planta. Esto debido a que, si se lleva a cabo un análisis netamente energético, solo se podría conocer la cantidad de energía que hay y se transforma en el sistema, sea energía térmica o mecánica, lo cual no permite estimar la magnitud de la energía que puede ser aprovechada. Por esta razón, se desarrolla un análisis exergético en la planta, con el fin de conocer las pérdidas de energía existentes y así obtener una visión más amplia de la cantidad de energía que se puede extraer como trabajo útil. Por tal motivo se cuantifica la exergía en cada estado y se analiza la eficiencia energética y exergética de cada dispositivo, al igual que se establece cómo esta exergía se pierde a lo largo del ciclo por los cambios de estado. La planta de cogeneración cuenta con una capacidad de producción de energía de 81,26 GWh al año y consume aproximadamente 483000 toneladas de bagazo. Para esta producción y consumo, la planta tiene la capacidad de operar en un rango de 228,5 kPa a 2160 kPa y de 90 °C a 400 °C.

##### 4.1. ANÁLISIS ENERGÉTICO

Con base en la ecuación 2, y suponiendo que la planta de cogeneración opera en régimen permanente y las propiedades del fluido de trabajo no varían con el tiempo, el análisis de la primera ley se determina con la siguiente ecuación:

$$\dot{E}_{entrada} = \dot{E}_{salida} \quad (11)$$

El cambio de energía del sistema está regido por el cambio de la energía interna, la energía cinética y la energía potencial entre la entrada y a la salida del sistema; por consiguiente, se tiene que:

$$\dot{Q}_{entrada} + \dot{W}_{entrada} + \sum_{entrada} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{salida} + \dot{W}_{salida} + \sum_{salida} \dot{m} \left( h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (12)$$

Donde  $\dot{Q}$  es la cantidad de energía que interactúa con el sistema en forma de calor,  $\dot{W}$  es la cantidad de energía que interactúa con el sistema en forma de trabajo, y  $\dot{m} \left( h + \frac{v^2}{2} + gz \right)$  es la energía interna, cinética y potencial del fluido que entra y/o sale del sistema.

Así, analizando cada uno de los dispositivos de la planta y determinando las interacciones de energía, se desarrollan las ecuaciones correspondientes a la primera ley, presentes en la tabla 2. Este sistema de ecuaciones se desarrolla con ayuda del programa de ingeniería EES (*Engineering Equation Solver*).

Tabla 2. Análisis energético de la planta

Dispositivo	Balance Energético
Caldera 1	$\dot{Q}_{cald1} = \dot{m}_1(h_1 - h_{17})$
Caldera 2	$\dot{Q}_{cald2} = \dot{m}_2(h_2 - h_{18})$
Turbina Molino	$\dot{W}_{TM} = \dot{m}_3(h_3 - h_6)$
Turbina TCP	$\dot{W}_{TCP} = \dot{m}_5(h_5 - h_8)$
Turbina TCOND	$\dot{W}_{TCOND} = \dot{m}_1(h_1 - h_9)$
Atemperador A	$\dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{10} h_{10}$
Atemperador B	$\dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_{14} h_{14}$
Desgasificador	$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{19} h_{19} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_{12} h_{12}$
Válvula Expansión	$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_{20} h_{20}$
Bomba 1	$\dot{W}_{B1} = \dot{m}_{21}(h_{17} - h_{21})$
Bomba 2	$\dot{W}_{B2} = \dot{m}_{22}(h_{18} - h_{22})$
Proceso	$\dot{Q}_{Proc} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{14} h_{14} - \dot{m}_{19} h_{19}$

Durante el análisis, se establece que:

- En las calderas la única interacción del sistema con el entorno se da en forma de calor, producido por la combustión del bagazo.

- Las turbinas generan trabajo de eje suponiéndose un funcionamiento adiabático, es decir, sin rechazo de calor al ambiente.
- Las bombas requieren de un trabajo para poder operar.
- El proceso de elaboración y destilación necesita de un flujo de calor para realizarse,  $\dot{Q}_{\text{Proc}}$ .
- En el desgasificador, los atemperadores y la válvula de expansión no existen pérdidas de energía.

Por consiguiente, los valores correspondientes para cada estado de la planta se consignan en la tabla 3.

Tabla 3. Estados termodinámicos de la planta

Estado	T [°C]	P [kPa]	$\dot{m}$ [kg/s]	h [kJ/kg]	$\nu$ [m <sup>3</sup> /kg]
1	400	2160	24,7	3245	0,1397
2	343	2160	10,7	3117	0,1262
3	343	2160	3,561	3117	0,1262
4	343	2160	4,855	3117	0,1262
5	343	2160	2,284	3117	0,1262
6	199,3	228,5	3,561	2867	0,9426
7	178,9	228,5	30,55	2826	0,8996
8	173,2	228,5	2,284	2814	0,8876
9	176,5	228,5	24,7	2821	0,8946
10	185,1	1126	5,537	2782	0,1736
11	178,9	228,5	30,22	2826	0,8996
12	95	228,5	1,477	398,1	0,00104
13	178,9	228,5	0,3226	2826	0,8996
14	124,5	228,5	31,7	2713	0,782
15	95	228,5	35,4	398,1	0,00104
16	95	228,5	0,6827	398,1	0,00104
17	95,25	2160	24,7	400,6	0,001039
18	95,25	2160	10,7	400,6	0,001039
19	90	228,5	37,24	377,1	0,001036
20	332,5	1126	4,855	3117	0,2428
21	95	228,5	24,7	398,1	0,00104
22	95	228,5	10,7	398,1	0,00104
0	30	91,5	-	125,82	0,001

#### 4.1.1. Consumo de combustible

El vapor generado en las calderas, gracias a la quema del bagazo utilizado como combustible en las plantas de la industria azucarera, aprovechando el desperdicio de la caña de azúcar después de pasar por los procesos de extracción de sacarosa, se determina a través de un balance energético en la ecuación 13.

$$\dot{m}_{bagazo} * PCS = \frac{\dot{Q}_{cald}}{\eta_{cald}} \quad (13)$$

Allí se establece que la energía proveniente del bagazo se convierte en calor, traspasándose al fluido al pasar por la caldera para convertirlo en vapor. El término *PCS* es el poder calorífico superior del bagazo, que es la cantidad total de calor desprendido de la combustión, y que en el caso del bagazo utilizado en la planta es equivalente a 9472 [kJ/kg] [40].

De este modo, conociendo el calor de las calderas  $\dot{Q}_{cald1}$  y  $\dot{Q}_{cald2}$  del análisis energético, se tiene en la tabla 4 la cantidad de combustible utilizado para la generación de vapor.

Tabla 4. Consumo de bagazo en la planta de cogeneración

Consumo de bagazo <b>Caldera 1</b>	10,6 kg/s
Consumo de bagazo <b>Caldera 2</b>	4,72 kg/s
Consumo de bagazo <b>TOTAL</b>	15,32 kg/s

Suponiendo un funcionamiento de la planta en régimen permanente, la planta de cogeneración consume 55,15 toneladas de bagazo por hora, 1323,65 toneladas al día, y un total de 483131,52 toneladas al año.

Cabe destacar que, en muchas ocasiones en este tipo de plantas no solo se quema bagazo, sino que se adiciona algún otro combustible con mayor poder calorífico, como lo es el carbón, para que la cantidad de bagazo no sea tan grande y así se pueda suplir la demanda. Razón por la cual en este proyecto se busca incluir una energía alternativa para que lo anterior no tenga que ocurrir.

## 4.2. ANÁLISIS EXERGÉTICO

De manera general, el balance exergético para un volumen de control puede ser expresado de acuerdo con la ecuación 14 [7].

$$\dot{X}_{ext} - \dot{W} = \sum \dot{X}_s - \sum \dot{X}_e + \dot{I} \quad (14)$$

donde  $\dot{X}_{ext}$  es la cantidad de exergía que se transfiere por calor desde una fuente externa, como por ejemplo el combustible en las calderas, y  $\dot{X}_s$  y  $\dot{X}_e$  la exergía que sale y entra al volumen de control respectivamente. En cuanto a la cantidad neta de exergía, debido a las condiciones particulares del fluido en cada punto, esta se expresa como se presenta en la ecuación 15 [7].

$$\dot{X} = \dot{m} \Psi = \dot{m} [h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (15)$$

$\Psi$  es la exergía específica;  $h$  es la entalpía,  $s$  la entropía y  $T$  la temperatura, donde el subíndice cero (0) se refiere a las condiciones ambiente del sitio de ubicación de la planta. El término  $\dot{I}$  se refiere a la destrucción de exergía producto de las irreversibilidades, la cual es el índice para medir las condiciones exergéticas de los componentes de la planta. Los valores de entropía y de exergía se muestran en la tabla 5, junto con los otros estados de interés obtenidos mediante el análisis energético descrito en el numeral anterior.

Para conocer la exergía del bagazo de caña, y conociendo que la exergía es el máximo potencial de que se puede obtener, se tiene que, del bagazo, en teoría, se puede aprovechar el total de calor obtenido durante la combustión; debido a esto, la exergía del bagazo se calcula teniendo en cuenta el poder calorífico superior, como se describe en la ecuación 16.

$$\dot{X}_{bagazo} = \dot{m}_{bagazo} * PCS \quad (16)$$

Tabla 5. Estados termodinámicos de la planta con análisis exerético

Estado	$\dot{m}$ [kg/s]	T [°C]	P [kPa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	$\dot{X}$ [kW]
1	24,7	400	2160	3245	7,089	72113
2	10,7	343	2160	3117	6,89	29938
3	3,561	343	2160	3117	6,89	9964
4	4,855	343	2160	3117	6,89	13583
5	2,284	343	2160	3117	6,89	6391
6	3,561	199,3	228,5	2867	7,439	9014
7	30,55	178,9	228,5	2826	7,35	76140
8	2,284	173,2	228,5	2814	7,324	5669
9	24,7	176,5	228,5	2821	7,339	61457
10	5,537	185,1	1126	2782	6,545	13694
11	30,22	178,9	228,5	2826	7,35	75336
12	1,477	95	228,5	398,1	1,25	366,3
13	0,3226	178,9	228,5	2826	7,35	804,2
14	31,7	124,5	228,5	2713	7,083	75685
15	35,4	95	228,5	398,1	1,25	8777
16	0,6827	95	228,5	398,1	1,25	169,3
17	24,7	95,25	2160	400,6	1,251	6185
18	10,7	95,25	2160	400,6	1,251	2679
19	37,24	90	228,5	377,1	1,192	8514
20	4,855	332,5	1126	3117	7,182	13541
21	24,7	95	228,5	398,1	1,25	6124
22	10,7	95	228,5	398,1	1,25	2653
0	-	30	91,5	125,82	0,437	-

Una forma práctica de comprender un análisis exerético es el método de Lozano y Valero, donde se proponen las definiciones de producto y combustible. Las salidas deseadas del sistema, es decir, lo que se desea obtener, se conoce como el producto, y los recursos necesarios para generar esos productos se denominan el combustible [41]. La pérdida o destrucción de exería es la diferencia entre el combustible y el producto. Esto se demuestra con la ecuación 17 [41], y se traduce al análisis exerético de la planta de cogeneración en las tablas 5 y 6.

$$\dot{X}_{comb} = \dot{X}_{prod} + \dot{I} \quad (17)$$

Tabla 6. Definiciones de producto y combustible los componentes de la planta

Dispositivo	Combustible	Producto
Caldera 1	$\dot{X}_{Bagazo;Cald1}$	$\dot{X}_1 - \dot{X}_{17}$
Caldera 2	$\dot{X}_{Bagazo;Cald2}$	$\dot{X}_2 - \dot{X}_{18}$
Turbina Molino	$\dot{X}_3 - \dot{X}_6$	$\dot{W}_{TM}$
Turbina TCP	$\dot{X}_5 - \dot{X}_8$	$\dot{W}_{TCP}$
Turbina TCOND	$\dot{X}_1 - \dot{X}_9$	$\dot{W}_{TCOND}$
Atemperador A	$\dot{X}_{16} + \dot{X}_{20}$	$\dot{X}_{10}$
Atemperador B	$\dot{X}_{11} + \dot{X}_{12}$	$\dot{X}_{14}$
Desgasificador	$\dot{X}_{13} + \dot{X}_{19}$	$\dot{X}_{12} - \dot{X}_{15} - \dot{X}_{16}$
Válvula Expansión	$\dot{X}_4$	$\dot{X}_{20}$
Bomba 1	$\dot{W}_{B1}$	$\dot{X}_{17} - \dot{X}_{21}$
Bomba 2	$\dot{W}_{B2}$	$\dot{X}_{18} - \dot{X}_{22}$
Proceso	$\dot{X}_{10} + \dot{X}_{14} - \dot{X}_{19}$	$\dot{X}_{Q,proc}$
Ciclo	$\dot{X}_{Bagazo}$	$\dot{W}_{Neto} + \dot{X}_{Q,proc}$

La eficiencia Exergética, mostrada en la ecuación 18 [41], se determina con la relación entre lo que obtiene y lo que se utiliza, es decir, la relación entre el producto y el combustible.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_{prod}}{\dot{X}_{comb}} = 1 - \frac{\dot{I}}{\dot{X}_{comb}} \quad (18)$$

Tabla 7. Destrucción de exergía y eficiencia exergética de los componentes de la planta

Dispositivo	Exergía Destruída	Eficiencia Exergética
Caldera 1	$\dot{I}_{Cald1} = \dot{X}_{Bagazo;Cald1} + \dot{X}_{17} - \dot{X}_1$	$\eta_{II,Cald1} = \frac{\dot{X}_1 - \dot{X}_{17}}{\dot{X}_{Bagazo;Cald1}}$
Caldera 2	$\dot{I}_{Cald2} = \dot{X}_{Bagazo;Cald2} + \dot{X}_{18} - \dot{X}_2$	$\eta_{II,Cald2} = \frac{\dot{X}_2 - \dot{X}_{18}}{\dot{X}_{Bagazo;Cald2}}$
Turbina Molino	$\dot{I}_{TM} = \dot{X}_3 - \dot{X}_6 - \dot{W}_{TM}$	$\eta_{II,TM} = \frac{\dot{W}_{TM}}{\dot{X}_3 - \dot{X}_6}$
Turbina TCP	$\dot{I}_{TCP} = \dot{X}_5 - \dot{X}_8 - \dot{W}_{TCP}$	$\eta_{II,TCP} = \frac{\dot{W}_{TCP}}{\dot{X}_5 - \dot{X}_8}$
Turbina TCOND	$\dot{I}_{TCOND} = \dot{X}_1 - \dot{X}_9 - \dot{W}_{TCOND}$	$\eta_{II,TCOND} = \frac{\dot{W}_{TCOND}}{\dot{X}_1 - \dot{X}_9}$
Atemperador A	$\dot{I}_{Atem,A} = \dot{X}_{16} + \dot{X}_{20} - \dot{X}_{10}$	$\eta_{II,Atem;A} = \frac{\dot{X}_{10}}{\dot{X}_{16} + \dot{X}_{20}}$
Atemperador B	$\dot{I}_{Atem,B} = \dot{X}_{11} + \dot{X}_{12} - \dot{X}_{14}$	$\eta_{II,Atemp;B} = \frac{\dot{X}_{14}}{\dot{X}_{11} + \dot{X}_{12}}$
Desgasificador	$\dot{I}_{Des} = \dot{X}_{13} + \dot{X}_{19} - \dot{X}_{12} - \dot{X}_{15} - \dot{X}_{16}$	$\eta_{II,Des} = 1 - \frac{\dot{I}_{Des}}{\dot{X}_{13} + \dot{X}_{19}}$
Válvula Expansión	$\dot{I}_{Val} = \dot{X}_4 - \dot{X}_{20}$	$\eta_{II,Val} = 1 - \frac{\dot{I}_{Val}}{\dot{X}_4}$
Bomba 1	$\dot{I}_{B1} = \dot{X}_{21} - \dot{X}_{17} + \dot{W}_{B1}$	$\eta_{II,B1} = 1 - \frac{\dot{I}_{B1}}{\dot{W}_{B1}}$
Bomba 2	$\dot{I}_{B2} = \dot{X}_{22} - \dot{X}_{18} + \dot{W}_{B2}$	$\eta_{II,B2} = 1 - \frac{\dot{I}_{B2}}{\dot{W}_{B2}}$
Proceso	$\dot{I}_{Proc} = \dot{X}_{10} + \dot{X}_{14} - \dot{X}_{19} - \dot{X}_{Q,proc}$	$\eta_{II,Proc} = \frac{\dot{X}_{Q,proc}}{\dot{X}_{10} + \dot{X}_{14} - \dot{X}_{19}}$
Ciclo	$\dot{I}_{Ciclo} = \sum \dot{I}_i$	$\eta_{II,Ciclo} = \frac{\dot{W}_{Neto} + \dot{X}_{Q,proc}}{\dot{X}_{Bagazo}}$

Con el análisis exergético se pretende mostrar la comparación de los dispositivos instalados en el ciclo de cogeneración, donde la destrucción de exergía y el porcentaje de destrucción respecto al total de exergía de la planta, dan una visión más clara de las condiciones de funcionamiento; es así

como se puede observar de manera cuantitativa la cantidad de trabajo útil que deja de ser aprovechado y la tasa a la que este trabajo se pierde a lo largo del ciclo. En la Tabla 8 se presentan los datos recopilados y el porcentaje de destrucción de exergía.

Tabla 8. Destrucción de exergía y eficiencia exergética de los dispositivos de la planta

<b>Dispositivo</b>	<b>Exergía destruida [kW]</b>	<b>Eficiencia exergética [%]</b>	<b>Exergía destruida [%]</b>
<b>Caldera N°1</b>	34434	65,69	44,34
<b>Caldera N°2</b>	17473	60,95	22,49
<b>TCP</b>	285,9	60,41	0,3681
<b>Turbina Molino</b>	486,2	48,79	0,6221
<b>TCOND</b>	2280	78,61	2,935
<b>Válvula de expansión</b>	42,44	99,69	0,05465
<b>Atemperador A</b>	15,68	98,98	0,02019
<b>Atemperador B</b>	16,6	99,98	0,02137
<b>Desgasificador</b>	5,226	99,28	0,00673
<b>Proceso</b>	22628	72,02	24,14
<b>Bomba 1</b>	1,011	98,37	0,001302
<b>Bomba 2</b>	0,4381	98,37	0,0005641
<b>Ciclo</b>	77658	46,47	100

## 5. SISTEMA DE RECOLECCIÓN SOLAR DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN

Anteriormente se mencionaron los tipos de colectores capaces de aprovechar la energía solar y sus características. Para este trabajo se seleccionaron dos tipos de colectores, con el fin de compararlos y evaluar los beneficios que traería la implementación de cada uno de ellos. Los colectores Lineal Fresnel y Cilindro Parabólico son grandes alternativas de estudio debido a su oferta en el mercado y a sus buenas características. A continuación, se describen estas dos alternativas, los parámetros de los colectores y sus características de operación.

### 5.1. RADIACIÓN SOLAR EN EL SITIO DE UBICACIÓN DE LA PLANTA

Como se mencionó en el numeral 2.2., la eficiencia de estos colectores, además de depender de sus propias características y propiedades, también depende de la ubicación geográfica. La intensidad de energía que brinda el Sol en todos los lugares de la Tierra es diferente, además de variar durante el día, así como en cada época del año. Para este caso en particular, para una planta del sector azucarero de la región centro occidente de Colombia, se obtuvieron las condiciones particulares de radiación de este lugar registradas durante todo el año calendario, los 365 días y las 24 horas del día; información suministrada por el Instituto de hidrología meteorología y estudios ambientales, IDEAM. En la figura 18 se ven los datos de radiación del sitio de ubicación de la planta de cogeneración, empezando con la hora 1 el primero de enero a las 12 a.m. y terminando el 1 de enero del siguiente año también a las 12 a.m. con la hora 8761.

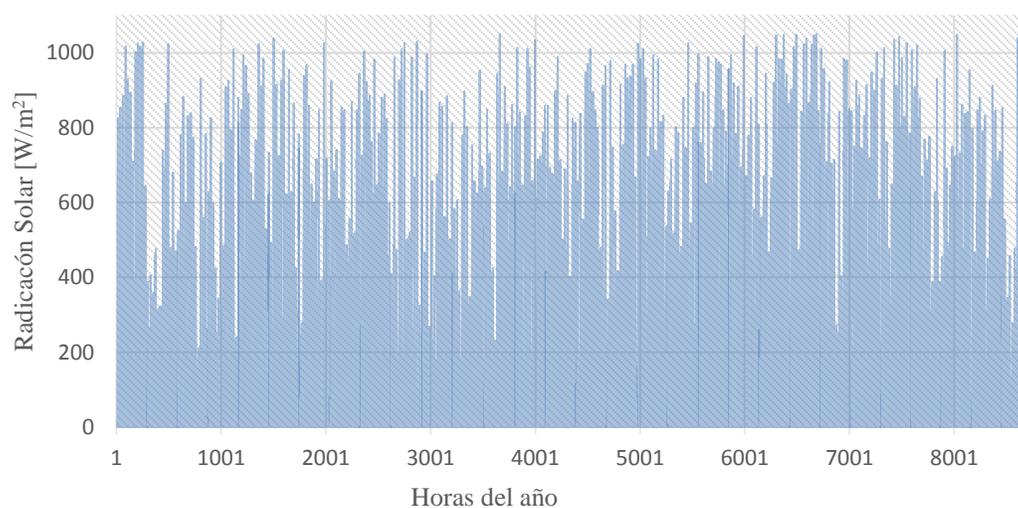


Figura 18. Radiación solar anual en la localización de la planta (Fuente: IDEAM)

Para el dimensionamiento de los colectores, se debe buscar un valor representativo de la radiación que se tiene, ya que esta es muy variable a lo largo del año; el valor se busca procurando que no sea ni muy alto ni muy bajo, para evitar sobredimensionamientos y/o pérdidas de energía, - por lo que se recomienda que no sea menor al 90 % de la mayor -cantidad de -radiación solar obtenida [21]. De esta forma, para seleccionar el valor de diseño de los colectores y dimensionarlos, se pretende involucrar directamente la eficiencia para trabajar con el momento donde la radiación captada incida de manera más eficiente en la planta de cogeneración. Esto se logra multiplicando el valor de radiación por la eficiencia del colector en ese momento es que la energía es captada. Así, se tendría un valor específico de radiación, y el día y la hora en que se obtuvo; con esto se procede a desarrollar el análisis para determinar los otros parámetros de dimensionamiento.

## **5.2. COLECTORES SOLARES CILINDRO PARABÓLICO - CCP**

Como su nombre lo indica, estos colectores tienen una forma parabólica que hace que los rayos del Sol se concentren a un solo punto (foco de la parábola) por donde pasa el tubo receptor, el cual es el encargado de transportar el fluido a calentar. La tecnología del CCP es la más avanzada debido a una considerable experiencia por el desarrollo de una pequeña industria que se encargó de producir y comercializar CCPs en particular [34]. Diversas empresas dedicadas a la fabricación de esta tecnología han realizado investigaciones y proyectos con el fin de mejorar la eficiencia y reducir sus costos de implementación y operación; empresas como Flaggol, SkyFuel y Abengoa son empresas que lideran el mercado de los CCPs y que brindan diferentes alternativas a la hora de trabajar con colectores cilindro parabólicos.

### **5.2.1. Modelado de colector**

El calor absorbido por el CCP es básicamente la irradiancia que se tiene en el sitio de recolección multiplicado por el área de concentración, teniendo en cuenta la eficiencia del colector. De este modo se desarrolla la ecuación 19.

$$\dot{Q}_{abs} = \eta_{opt} * DNI * A_{Campo} \quad (19)$$

En muchos casos, se tiene en cuenta un factor de limpieza y un factor de disponibilidad del campo solar, dependiendo de las condiciones en las que se encuentre el campo; por ejemplo, se podría considerar una variación en el factor de limpieza, si la instalación de los colectores se realizara en un desierto donde existe un ambiente arenoso; mientras que en el caso de la disponibilidad, la variación se daría si se tiene un ambiente muy nuboso, puesto que no se podría disponer de la misma energía en todo momento; en un estudio del rendimiento de colectores en *Daggett*, California, se tuvo en cuenta un valor de limpieza y disponibilidad de 0,96 para CCP y CLF debido a las condiciones del sitio ( $Cl * x_{Campo} = 0,96$ ) [42]. Por condiciones de diseño, en los sistemas de recolección solar, el  $Cl$  y el  $x_{Campo}$  serán considerados uno.

En efecto, calor absorbido con estos dos factores presentes se calcula con la ecuación 20 [42].

$$\dot{Q}_{abs} = \eta_{opt} * DNI * A_{Campo} * Cl * x_{Campo} \quad (20)$$

Por otro lado, la eficiencia óptica representa la capacidad del colector de captar la radiación solar, convertirla en energía térmica y transferirla al fluido de trabajo [21]; es la que involucra los parámetros del colector y la incidencia de este con los rayos del Sol, así como se desarrolla en la ecuación 21.

$$\eta_{opt} = \eta_{opt;0} * FS * FP * K \quad (21)$$

Siendo  $\eta_{opt,0}$  la eficiencia óptica del colector para el momento en el que los rayos del Sol son perpendiculares al colector. Este término depende de las condiciones de fabricación, como por ejemplo el tipo de material o las dimensiones básicas (ancho de apertura, longitud focal, entre otras), y se ve en las especificaciones que presentan los fabricantes. Los términos  $FS$  y  $FP$  son el factor de sombra y el factor de pérdidas respectivamente. El factor de sombra se debe a que en algún momento del día, una fila de colectores puede darle sombra a otra fila; según Morin [42] este puede ser determinado de la siguiente manera:

$$FS = \begin{cases} DF \cos(\theta_t) & \text{si } 0 \leq DF \cos(\theta_t) < 1 \\ 1 & \text{si } DF \cos(\theta_t) \geq 1 \\ 0 & \text{si } DF \cos(\theta_t) < 0 \end{cases} \quad (22)$$

Siendo  $\theta_t$  el ángulo de incidencia transversal y  $DF$  la distancia entre filas de colectores como múltiplo del ancho de apertura del colector; se recomienda que sea aproximadamente 3 veces el ancho de apertura [42]. De esta manera, la sombra existente será mínima por lo que este factor de sombra será 1 en la mayoría de los casos.

El factor de pérdidas  $FP$  se calcula teniendo en cuenta la longitud focal,  $l_{focal}$ , la longitud del colector,  $l_{col}$  y el ángulo de incidencia longitudinal,  $\theta_i$ , como se observa en la ecuación 23 [42].

$$FP = 1 - \frac{l_{focal} \tan(\theta_i)}{l_{col}} \quad (23)$$

Los ángulos de incidencia transversal y longitudinal, calculados con las ecuaciones 24 y 25 [42], son la descomposición del ángulo de incidencia descrito en el capítulo 2 en la sección de Ángulos Solares, los cuales son calculados en función de otros dos ángulos más, el ángulo de azimut ( $\psi$ ) y el ángulo de elevación del Sol ( $\alpha$ ). La figura 19 ilustra los ángulos mencionados.

$$\theta_t = \arctan\left(\frac{|\sin \psi|}{\tan \alpha}\right) \quad (24)$$

$$\theta_i = \arcsin(\cos \psi * \cos \alpha) \quad (25)$$

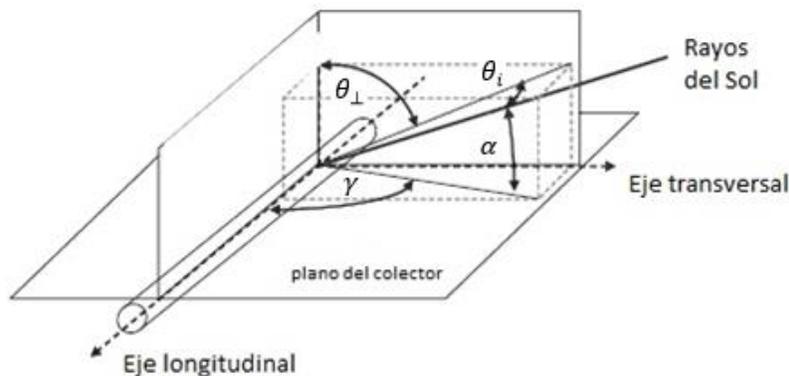


Figura 19. Definición de los ángulos para el cálculo de la eficiencia [42] (adaptado)

### 5.2.1.1. Ángulo de incidencia modificado

Desde un punto de vista óptico, algunos colectores son más fáciles de analizar dada su simetría de rotación respecto al ángulo incidente, como por ejemplo los colectores de placa plana [43]. Sin embargo, los colectores que poseen una simetría cilíndrica (los que usan tubos) requieren que la radiación incidente sea descompuesta en los planos ortogonales (transversal y longitudinal), ya que la cantidad de radiación solar se ve afectada por la geometría de los colectores, además de las propiedades de los materiales [43]. Por lo tanto, surge el Ángulo de Incidencia Modificado, AIM, para corregir la incidencia y por ende la eficiencia óptica del colector. El AIM depende del ángulo de zenit y del ángulo de azimut, y de la relación de la eficiencia óptica en la incidencia normal, como lo describe Mertins [44]:

$$K = \frac{\eta_{opt}(\theta_z, \gamma)}{\eta_{opt;0}} \quad (26)$$

De esta forma, se permite conocer la eficiencia óptica en cualquier momento. La figura 20 ilustra la aplicación del AIM para comprender su funcionamiento. En la parte a se observa el ángulo de incidencia que se tiene entre los rayos del Sol y la normal de una superficie plana, mientras que en la parte b se observa el ángulo de incidencia en una superficie cilíndrica, donde se descompone en los ángulos de incidencia transversal y longitudinal.

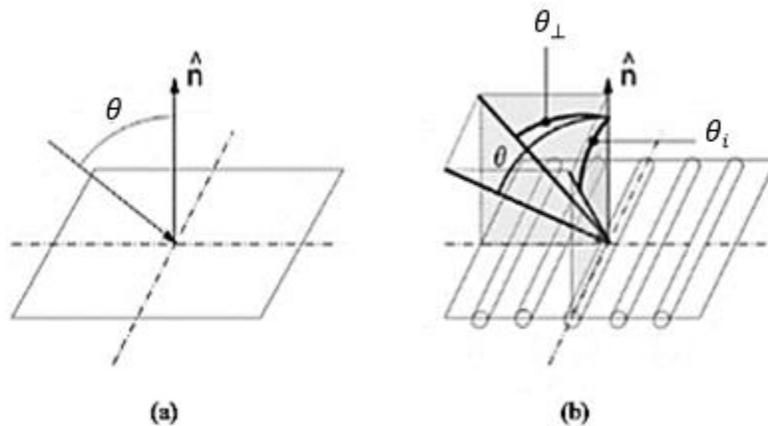


Figura 20. Referencia del AIM para (a) colectores 1D y (b) colectores 2D [43]

Así, el AIM para el colector cilindro parabólico se calcula según la ecuación 27, donde se involucra solo el ángulo de incidencia longitudinal [42], [45].

$$K = \cos \theta_i - 0,000525 \theta_i - 0,0000286 \theta_i^2 \quad (27)$$

### 5.2.2. Parámetros del CCP

En este trabajo se simuló el colector *HelioTrough* de la compañía Flagsol, el cual surgió como reemplazo de los colectores *EuroTrough* posicionados en la alta competencia desde principios del siglo [48]. El colector cilindro parabólico *HelioTrough* llegó para mantener la posición en el mercado con ventajas tales como:

- Incremento de la eficiencia y del tamaño de los colectores.
- Reducción del número de partes (espejos, elementos de recolección, piezas de articulación, sistemas de control, entre otros).
- Reducción de costos de montaje y alineación, así como los costos de mantenimiento, y
- Aumento de su vida útil.

Las especificaciones técnicas del colector se presentan en la tabla 9, las dimensiones se muestran en la figura 21, y la representación de los colectores es mostrada en la figura 22.

Tabla 9. Datos técnicos del colector [48]

<b>Parámetro</b>	<b>Dimensión</b>
Longitud focal	1,71 m
Distancia promedio al foco	2,17 m
Ancho de apertura	6,78 m
Ancho neto de apertura	6,62 m
Diámetro del tubo absorbedor	89 mm
Área de apertura neta por elemento (colector)	126,3 m <sup>2</sup>
Área de apertura neta por ensamblaje (conjunto)	1263 m <sup>2</sup>
Longitud del colector	19 m
Longitud del conjunto	190 m
Número de paneles por colector	48
Número de tubos por colector	4
Número de colectores por conjunto	10
Número de paneles por conjunto	480
Número de tubos absorbedores por conjunto	40
Número de conjuntos por circuito	4
Longitud por circuito	764 m
Ángulo de rotación	190 °
Eficiencia óptica estándar	82,5 %
Coefficiente de pérdidas b1 *	0,0622 W/m <sup>2</sup> K
Coefficiente de pérdidas b2 *	0,00023 W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>
Pérdidas del tubo absorbedor *	10 W/m <sup>2</sup>

\* Datos hallados experimentalmente durante la evaluación del *HelioTrough* [49].

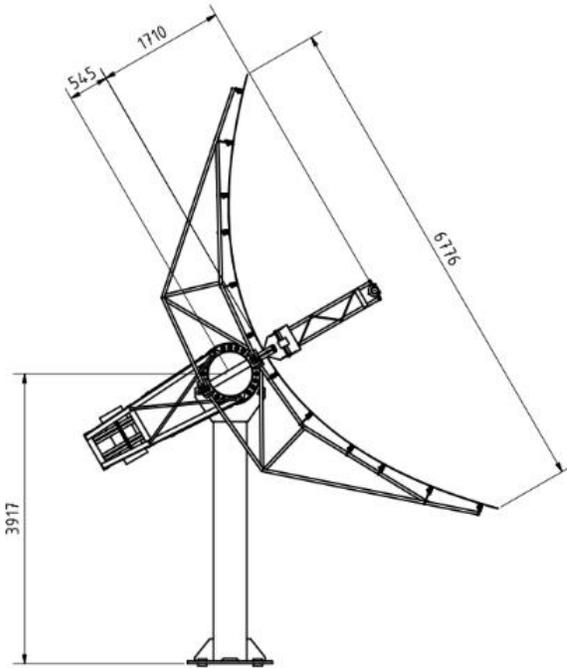


Figura 21. Dimensiones del colector *HeliTrough* [48] (medidas en mm)



(a)



(b)

Figura 22. (a) Colector *HeliTrough* [48]  
(b) Ensamblaje (10 colectores)

### 5.2.3. Campo solar CCP

La implementación de los CCP en la planta de cogeneración para el precalentamiento del agua de las calderas a 150°C, arroja que el área de apertura total requerida para generar dicha configuración es de 9556 m<sup>2</sup>, distribuidos así: 6668 m<sup>2</sup> para la caldera 1 y 2888 m<sup>2</sup> para la caldera 2. Por consiguiente, y con los debidos parámetros del colector, se determina la cantidad de colectores necesarios para el diseño del campo solar en la ecuación 30.

$$\# \text{ módulos} = \frac{\text{área necesaria}}{\text{área de apertura de 1 módulo}} \quad (28)$$

De esta forma, se tiene que el número de módulos necesarios para la caldera 1 equivale a 52,79 módulos y para la caldera 2 a 22,87 módulos del colector. Estandarizando para el diseño del campo solar, se requerirían 53 módulos para la caldera 1 y 23 para la caldera 2, para un total de 76 módulos.

De esta forma el área estandarizada sería de 6693,9 m<sup>2</sup> y 2904,9 m<sup>2</sup> para la caldera 1 y la caldera 2 respectivamente, que arroja un área total de recolección de 9598,8m<sup>2</sup>, equivalente a 9,6 hectáreas.

#### 5.2.4. Pérdidas térmicas

El modelado de las pérdidas térmicas del colector es desarrollado a partir del modelo sugerido por Dudley [46], como se ve en la ecuación 28 [42].

$$\dot{Q}_{perd} = [(b_1 \Delta T + b_2 \Delta T^2) + \dot{q}_{perd;tub}] * A_{campo} \quad (29)$$

Los términos  $b_1 \Delta T + b_2 \Delta T^2$  describen las pérdidas de calor de todo el colector, mientras que el término  $\dot{q}_{perd;tub}$  representa las perdidas adicionales del tubo absorbedor, las cuales, en muchos casos, no se tienen en cuenta al ser un valor relativamente pequeño. Los coeficientes  $b_1$  y  $b_2$  son coeficientes de pérdidas hallados experimentalmente, teniendo en cuentas las pérdidas por conducción, convección y radiación [47]. La diferencia de temperatura es la diferencia entre la temperatura del fluido de trabajo y la temperatura del ambiente. La temperatura del fluido se toma como un promedio entre la temperatura de entrada y la de salida; de ese modo se tiene la ecuación 29 [42].

$$\Delta T = \frac{T_{f,ent} + T_{f,sal}}{2} + T_0 \quad (30)$$

### 5.3. SISTEMA DE COLECTORES LINEAL FRESNEL - CLF

Al igual que los CCP, los colectores Lineal Fresnel (CLF) enfocan la radiación solar directamente al tubo receptor, situado a varios metros de altura. La diferencia se basa en que los CLF presentan configuración de espejos puestos en línea recta en lugar de forma parabólica como los CCP, como se observa en la figura 23. Dichos espejos reflectores son puestos con diferentes grados de inclinación los unos con los otros, de tal forma que el rayo solar siempre incida sobre el tubo. Este grado de inclinación varía respecto al ancho del colector y a la ubicación de todos sus componentes. La tecnología lineal Fresnel está siendo comercializada por varias compañías como una gran alternativa para las centrales térmicas solares; *Novatec Solar*, *Areva*, *MAN Solar Power Group*, entre otros. Sin embargo, el principio de los CLF de disponer los espejos horizontalmente conduce

a una menor eficiencia óptica, que debe ser compensada por un menor costo por metro cuadrado en comparación con los CCP [42].

### 5.3.1. Modelado de colector

El principio de absorción es básicamente el mismo que en los CCP; la diferencia, como se mencionó anteriormente, está en la eficiencia óptica, que es calculada según la ecuación 31 [21], [42].

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,0} * K_{\perp}(\theta_t) * K_{\parallel}(\theta_i) * FP \quad (31)$$

Los factores de corrección  $K_{\perp}$  y  $K_{\parallel}$  hacen relación al ángulo de incidencia modificado, los cuales dependen del ángulo de incidencia transversal y longitudinal respectivamente, mostrados en la tabla 10. El factor de pérdidas se calcula de la misma manera que para el CCP, tomando como longitud focal la altura del tubo absorbedor.

El diseño del campo solar con CLF se realiza utilizando el colector NOVA-1 de la compañía *Novatec Solar*. Está constituido por 16 hileras de espejos que dirigen los rayos solares al tubo receptor, y cuenta con la capacidad de producir vapor saturado a unas condiciones de 70 bar y 285°C [35], garantizando un desempeño óptimo ya que elabora con alta precisión y calidad, tanto el campo colector como todos sus componentes, controlados durante el ensamble. La figura 23 y la tabla 11 enseñan las características del colector NOVA-1.

Tabla 10. Factores de corrección transversal y longitudinal del NOVA-1 [35]

Factores de corrección		
$\theta$	Transversal [ $K_{\perp}(\theta_{\perp})$ ]	Longitudinal [ $K_{\parallel}(\theta_i)$ ]
0°	1,00	1,00
10°	0,98	0,98
20°	0,95	0,92
30°	0,95	0,83
40°	0,91	0,70
50°	0,86	0,53
60°	0,70	0,33
70°	0,48	0,12
80°	0,24	0,01
90°	0,00	0,00

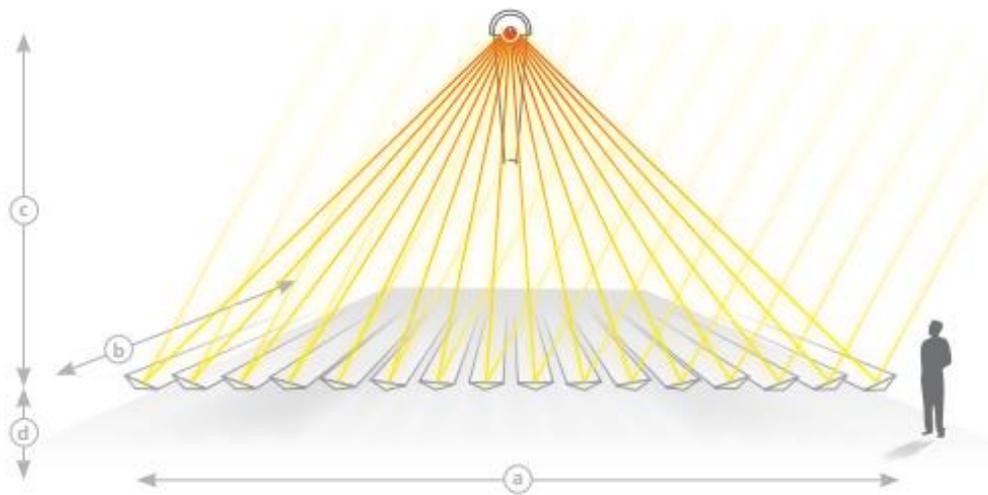


Figura 23. Dimensiones del colector [35]

Tabla 11. Datos técnicos del NOVA-1 [35]

Parámetro	Dimensión
Ancho (a)	16,56 m
Largo (b)	44,8 m
Altura del tubo absorbedor sobre el nivel del reflector primario (c)	7,4 m
Altura del reflector primario sobre el suelo (d)	0,75 – 1,05 m
Espacio mínimo recomendado entre líneas paralelas	4,5 m
Apertura de la superficie primaria del colector	513,6 m <sup>2</sup>
Orientación	± 20° desviación longitudinal del eje norte-sur
Mínima longitud por hilera.	224 m (5 unidades de control)
Máxima longitud por hilera.	985,6 m (22 unidades de control)
Eficiencia óptica	67 %
Coefficiente de pérdidas u <sub>0</sub>	0,056 W/m <sup>2</sup> K
Coefficiente de pérdidas u <sub>1</sub>	0,000213 W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>

Los factores de corrección deben describir el comportamiento del colector en todos los ángulos de incidencia posibles (figura 24); para ello se presentan las dos ecuaciones 32 y 33 [21].

$$K_{\perp} = -2,638889 \times 10^{-11} \theta_t^6 + 8,201923 \times 10^{-9} \theta_t^5 - 9,098825 \times 10^{-7} \theta_t^4 + 4,197293 \times 10^{-5} \theta_t^3 - 7,800416 \times 10^{-4} \theta_t^2 + 2,549406 \times 10^{-3} \theta_t + 0,9997832 \quad (32)$$

$$K_{\parallel} = -2,569444 \times 10^{-11} \theta_i^6 + 7,270833 \times 10^{-9} \theta_i^5 - 7,163194 \times 10^{-7} \theta_i^4 + 3,09957 \times 10^{-5} \theta_i^3 - 7,631985 \times 10^{-4} \theta_i^2 + 3,404003 \times 10^{-3} \theta_i + 0,9996049 \quad (33)$$

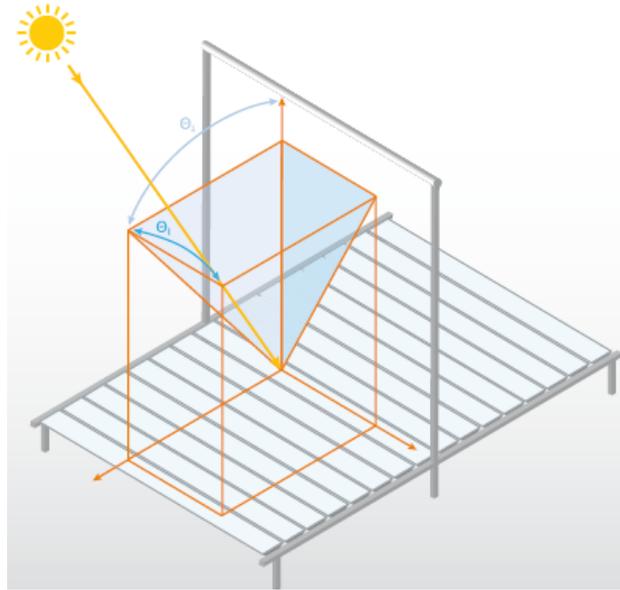


Figura 24. Comportamiento de los ángulos transversal y longitudinal del CLF [35]

### 5.3.2. Pérdidas térmicas

Según el fabricante del colector, las pérdidas para el NOVA-1 se calculan de acuerdo a la ecuación 34 [35].

$$\dot{Q}_{perd} = (u_0 \Delta T + u_1 \Delta T^2) * A_{campo} \quad (34)$$

Estas pérdidas hacen relación a la cantidad de energía que no logra convertirse en energía eléctrica, representada en la diferencia de las temperaturas antes y después del colector. Los factores  $u_0$  y  $u_1$  son coeficientes empíricos hallados experimentalmente, los cuales se presentaron en la tabla 11. El valor  $\Delta T$  se calcula de igual manera que se realiza con los CCP (ver ecuación 29).

#### 5.3.4.5.3.3. Campo solar CLF

Para alcanzar una temperatura de 150 °C a la entrada de las calderas con la implementación de los CLF, se tiene que el área de apertura total necesaria es de 11924 m<sup>2</sup>, 8320 m<sup>2</sup> para la caldera 1 y 3604 m<sup>2</sup> para la caldera 2, y siguiendo con lo establecido en la ecuación 30 se tiene que el número de módulos necesarios del colector NOVA-1 para la caldera 1 equivale a 16,2 módulos y para la caldera 2 a 7,02 módulos, lo que estandarizando el diseño del campo solar, equivale a 17 módulos para la caldera 1 y 7 para la caldera 2, para un total de 24 módulos. De esta forma el área estandarizada sería de 8731,2 m<sup>2</sup> y 3595,2 m<sup>2</sup> para la caldera 1 y para la caldera 2 respectivamente,

lo que arrojaría un área total de recolección de 12326,4 m<sup>2</sup> que corresponde aproximadamente a 12,3 hectáreas.

Comparando los resultados del área requerida de los campos solares, se observa una diferencia de 2,7 hectáreas, lo que indica que, para llevar el fluido del trabajo a la misma condición de temperatura, el CCP requiere de menos área que el CLF.

#### 5.4. EFICIENCIA ÓPTICA DE LOS COLECTORES

La variación de la energía proveniente del Sol hace que el calor absorbido por el colector no sea constante a lo largo del año; el otro factor es la eficiencia óptica. Esta última es la capacidad que posee el colector de absorber la energía solar considerando todos los factores ópticos que impiden que la radiación sea igual en el tiempo. La figura 25 contiene la eficiencia de los dos tipos de colectores, donde se observa que el CCP cuenta con una mayor eficiencia que el CLF, alcanzando una eficiencia óptica máxima del 83 % contra una del 67 % del CLF. Los puntos más bajos de eficiencia se dan al amanecer y al atardecer, como se aprecia detalladamente en la figura 26; en el CCP se debe principalmente al factor de sombra  $FS$ , ya que la posición de los rayos de sol es casi horizontal, por lo que hay mucha sombra sobre los colectores, mientras que en el CLF se debe al factor de corrección transversal  $K_t$ .

No obstante, aunque la eficiencia óptica de los colectores es variable, se mantiene un promedio coherente a lo largo del año.

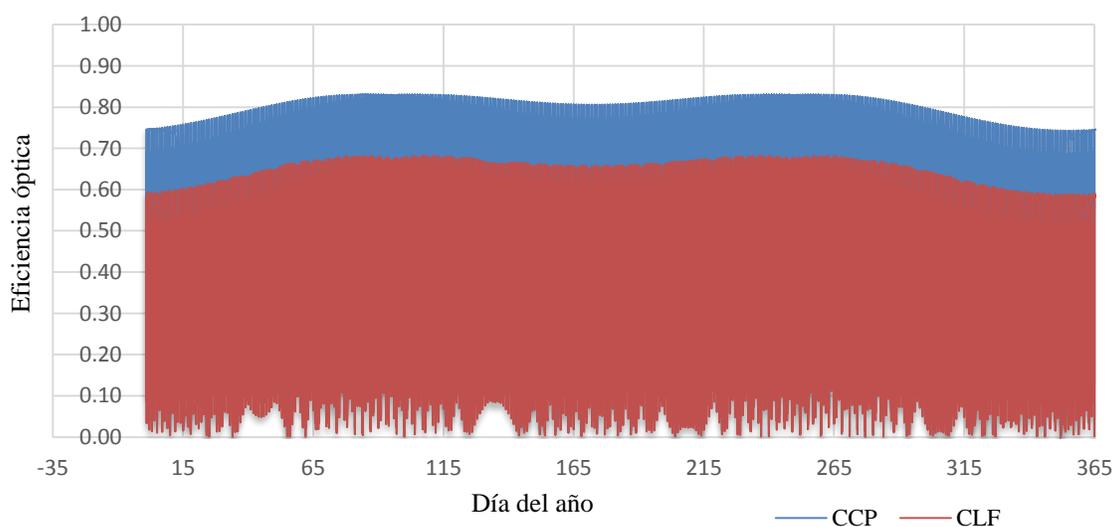


Figura 25. Eficiencia óptica de los colectores

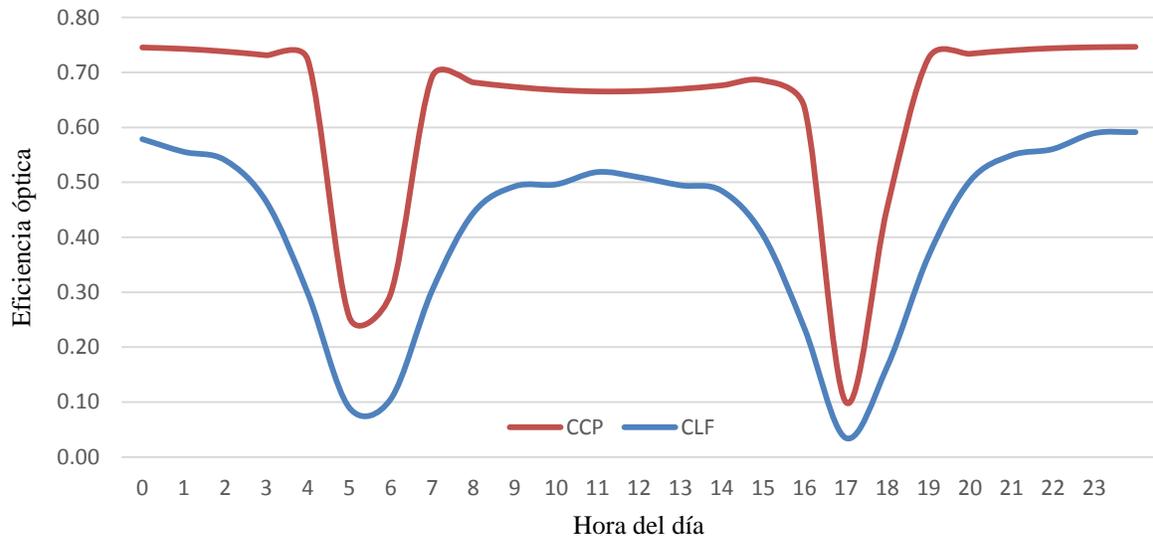


Figura 26. Eficiencia óptica de los colectores, 1 de enero

## 6. PLANTA DE COGENERACIÓN CON EL SISTEMA DE RECOLECCIÓN SOLAR

En este capítulo se analiza la inclusión de los colectores solares en la planta de cogeneración y las diferencias que se puedan tener con el ciclo de cogeneración actual. Se realiza el análisis energético y exergético de los sistemas de recolección solar, mirando así, las ventajas que tendría la utilización de uno u otro tipo de colector analizado.

### 6.1. ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL CAMPO SOLAR

En el capítulo anterior se determinó el funcionamiento de los colectores solares a aplicar en la planta de cogeneración. En este capítulo se realiza el análisis energético y exergético de la implementación de los sistemas de recolección solar en la planta de cogeneración, para determinar los cambios y/o las mejoras en su rendimiento. En la figura 27 se observa la disposición de los colectores en la planta.

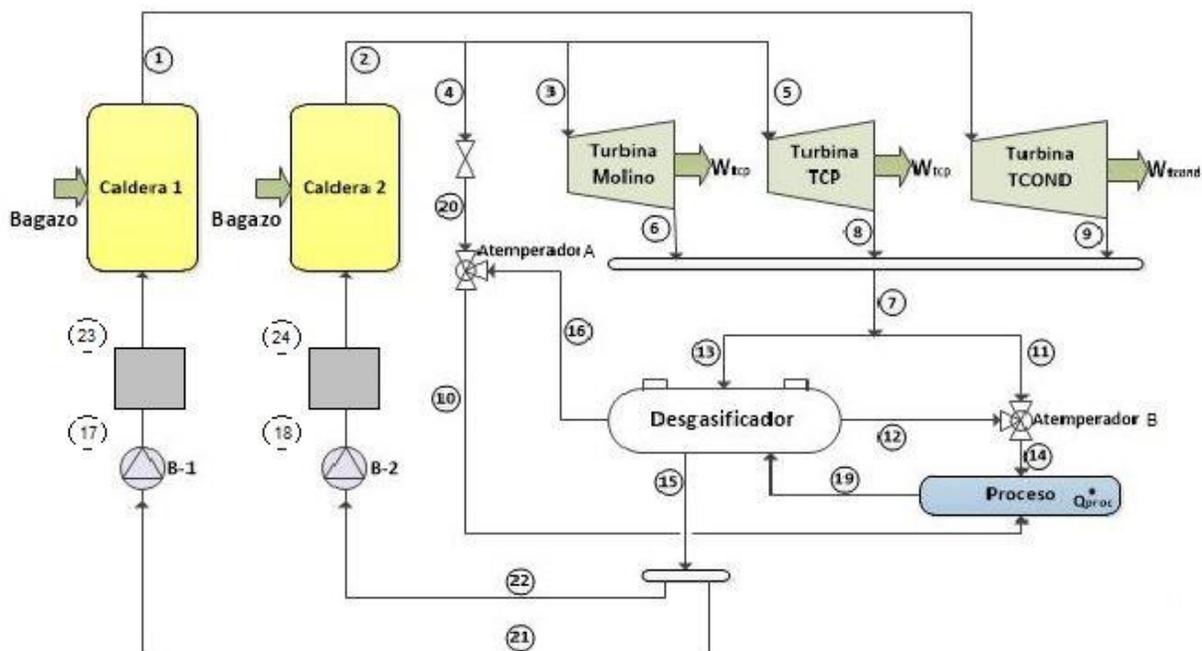


Figura 27. Planta de cogeneración con campo solar

Al igual que todos los dispositivos de la planta, en el campo solar se realiza un balance de energía siguiendo lo establecido en la ecuación 11, que según la figura 25, la energía que entra al campo solar es la energía del fluido que viene de las bombas más la energía proveniente del Sol absorbida

por el campo. De esta manera, el balance de energía en todo el campo solar se desarrolla como se describe en la ecuación 35.

$$\dot{Q}_{Campo} = \dot{m}_{17}(h_{23} - h_{17}) + \dot{m}_{18}(h_{24} - h_{18}) \quad (35)$$

Además, el calor del campo solar es también el calor absorbido por los colectores restándole las pérdidas, como se muestra en la ecuación 36.

$$\dot{Q}_{Campo} = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{perd} \quad (36)$$

## 6.2. CAPACIDAD DE ABSORCIÓN DE LOS COLECTORES

Las figuras 28 y 29 muestran la capacidad que tienen los colectores de captar la energía del Sol. En ellas se aprecia que no toda la radiación es absorbida por los colectores y que, de la cantidad que se logra captar, una parte no se aprovecha. En la figura 28 se observa la capacidad de absorción del CCP durante un día “n”, y en la figura 29 se observa la capacidad del CLF durante el mismo día “n”. La línea amarilla enseña la cantidad de radiación solar que llega al sitio de ubicación de la Planta, mientras que el área roja y el área azul, muestran la cantidad de energía que captan los colectores y la que se logra aprovechar respectivamente. La diferencia entre el calor absorbido y el aprovechado es lo que se conoce como pérdidas.

En la figura 30 se presenta la diferencia entre un colector y otro, donde se puede apreciar que el CCP absorbe y aprovecha más energía que el CLF. Sin embargo, hay que destacar que esto puede ser diferente a lo largo del año, y el CLF podría llegar a captar más energía que el CCP, debido a los factores de los que depende el uno y el otro.

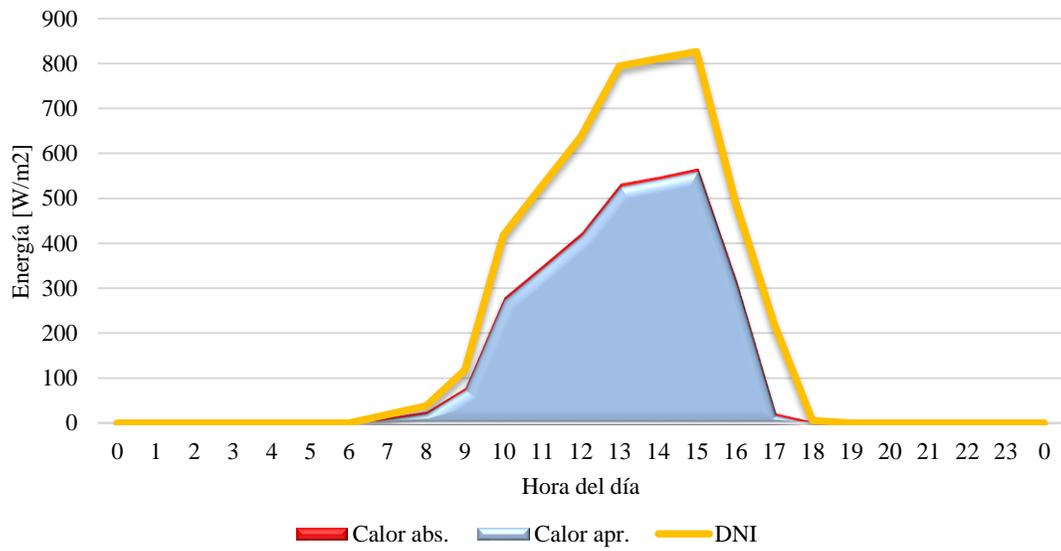


Figura 28. Capacidad de absorción del CCP en un día

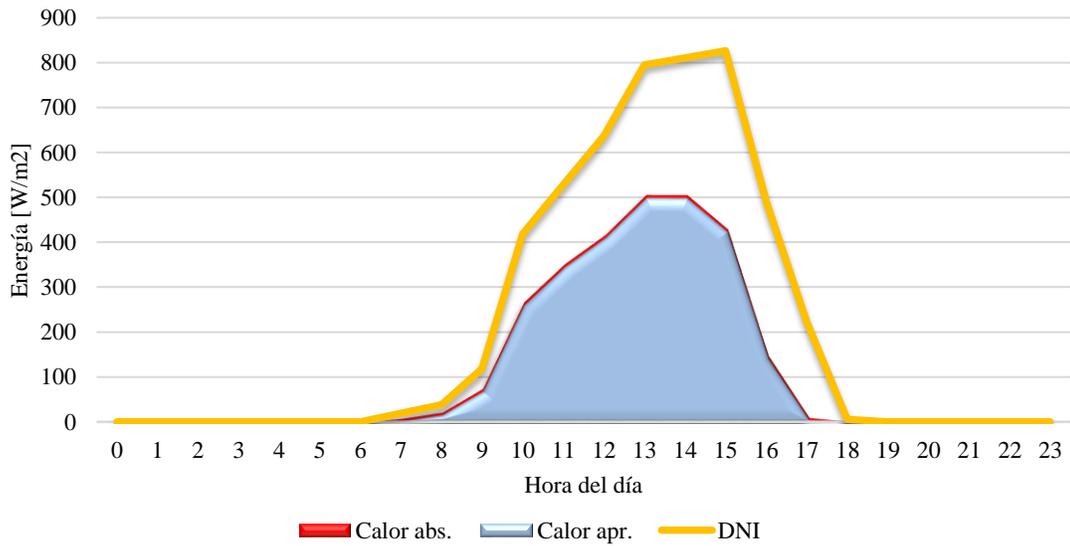


Figura 29. Capacidad de absorción del CLF en un día

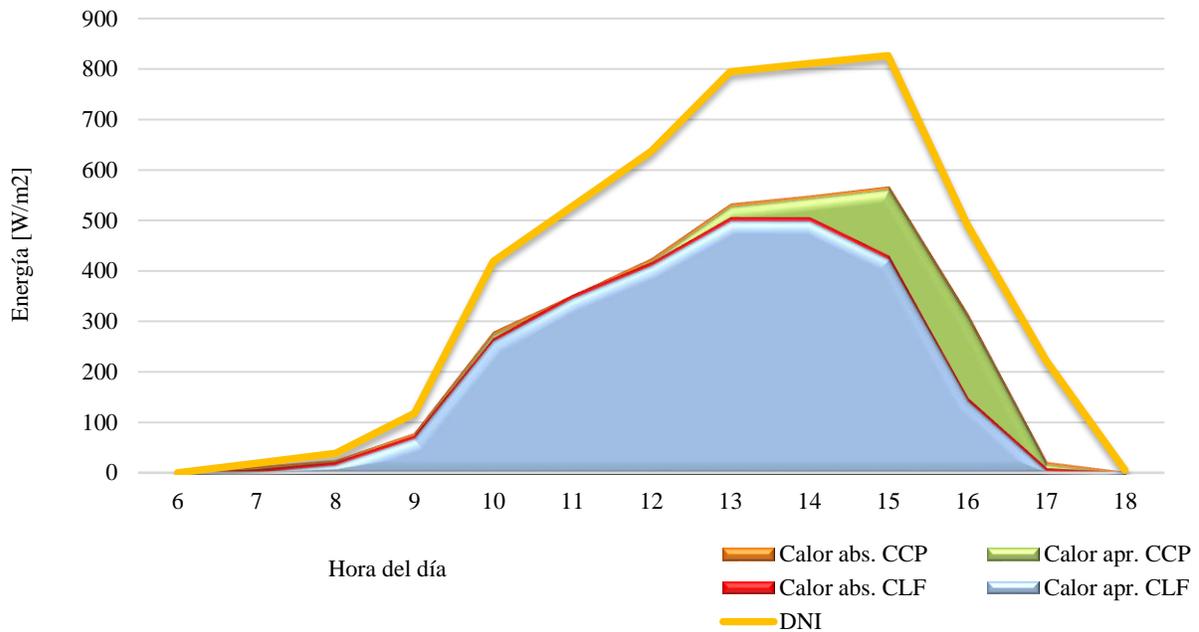


Figura 30. Comparación de la capacidad de absorción de los colectores

También se observa que las variaciones del DNI a lo largo del día, incurre en el calor absorbido por los colectores, ya que este varía desde el amanecer hasta el anochecer. Lo mismo ocurre a lo largo del año, donde la radiación entre un día y otro, o una época y otra, es diferente debido al movimiento de la Tierra, como se mencionó en el numeral 2.2. De esta manera, las figuras 31 y 32 ayudan a entender mejor las variaciones del calor absorbido a lo largo del año, mostrando la cantidad de calor que logra absorber cada colector en todo el año.

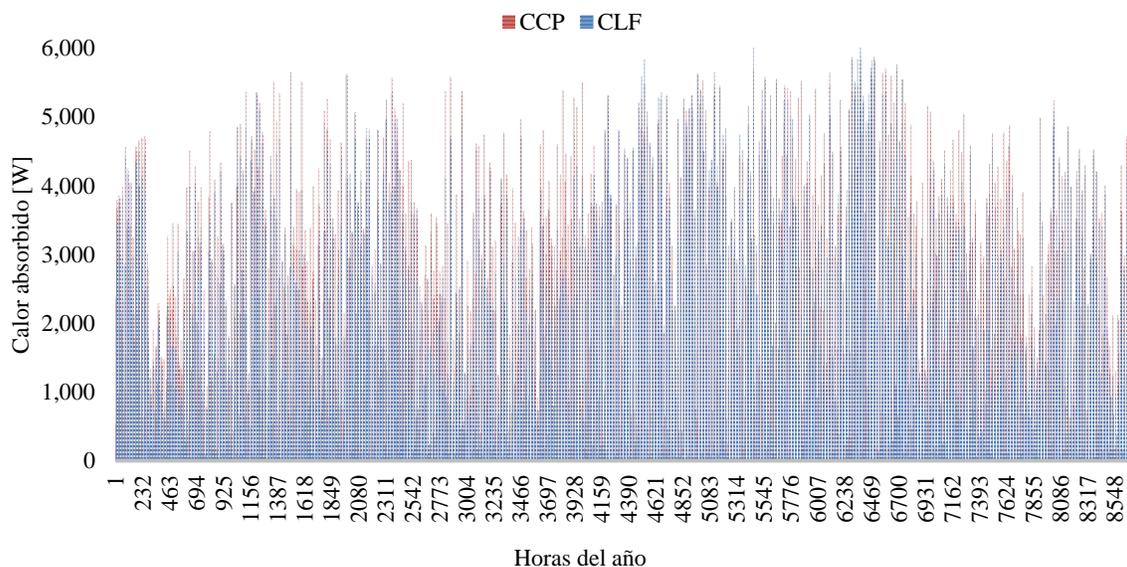


Figura 31. Calor absorbido en el campo de la caldera 1

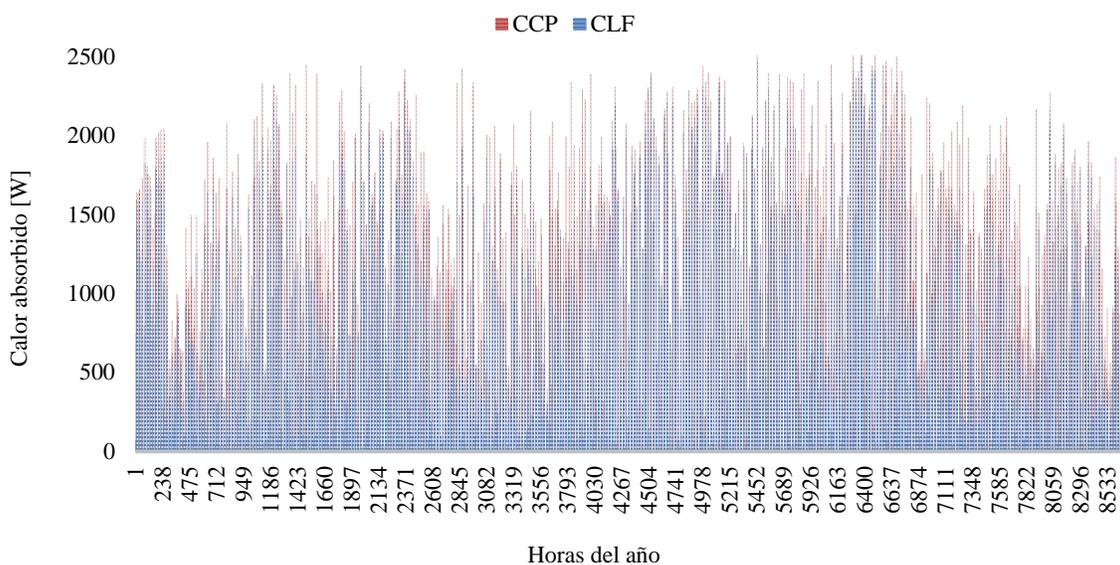


Figura 32. Calor absorbido en el campo de la caldera 2

Se observan datos más altos en la figura 31 respecto a la figura 32, lo que dice que una mayor cantidad de calor se absorbe en el campo 1, con valores de casi 6000 W en sus picos más altos, comparado con el calor absorbido del campo 2, que presenta sus valores más altos alrededor de 2500 W; esto debido a que el área de recolección es mayor. Se resalta que lo anterior no quiere decir que el campo 1 sea mejor que el campo 2, o que el campo 2 no esté funcionando

correctamente, sino que, debido a las condiciones de diseño de llevar la temperatura a 150°C, se requieren cantidades de colectores diferentes, ya que los flujos de agua son diferentes para una caldera que para la otra.

Adicionalmente, en ambos gráficos se muestra que el CCP absorbe más calor que el CLF en la mayoría de los casos, sin embargo, existen unos puntos en que el CLF alcanza a superar al CCP, como se mencionó anteriormente.

### **6.3. TEMPERATURA DE ENTRADA DE LAS CALDERAS**

De acuerdo con lo anterior, conociendo el calor que puede absorber cada colector, y por las ecuaciones 35 y 36, se puede conocer la temperatura de salida de los colectores solares, o bien, la temperatura de entrada de las calderas de la planta. Esto, teniendo en cuenta que, debido a que el calor absorbido por los colectores solares varía a lo largo del día y durante el año, las temperaturas de entrada a las calderas ( $T_{23}$  y  $T_{24}$ ) se comportan de la misma manera. El análisis es realizado conociendo la cantidad de radiación solar directa (DNI). Las temperaturas obtenidas para cada caldera se muestran en las figuras 33 y 34, tanto para el CCP como para el CLF respectivamente. En estas figuras se observa que las temperaturas se mantienen en un rango aproximado de 95°C a 150°C; siendo la primera, la temperatura en la noche, es decir cuando el colector no está absorbiendo calor, y la segunda, la condición de diseño que se establece en el proyecto. Asimismo, se observa que regularmente con el CCP se alcanzan mayores temperaturas con el CLF a lo largo de todo el año, sin embargo, en algunos momentos sucede lo contrario y la temperatura en el CLF logra sobrepasar la temperatura en el CCP. Se debe destacar que, en algunas ocasiones durante la noche, las temperaturas alcanzan a estar por debajo de los 95 °C debido a las pérdidas mínimas de calor de los campos solares al ambiente, sin embargo, la diferencia no es significativa. La tabla 12 contiene las temperaturas máximas y mínimas alcanzadas con la implementación del campo solar.

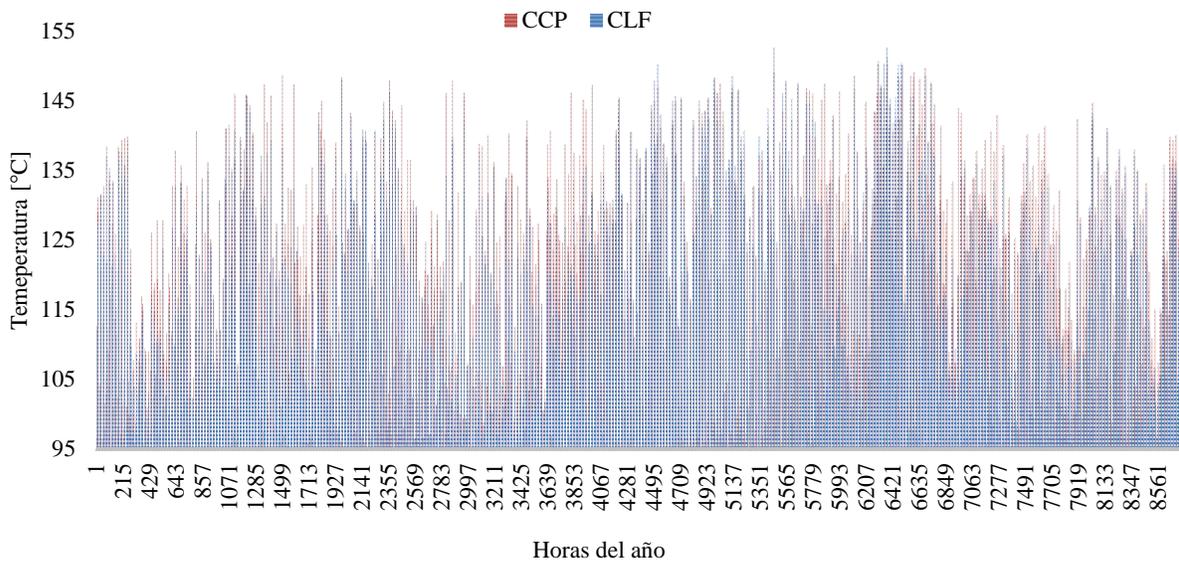


Figura 33. Temperatura a la entrada de la caldera 1

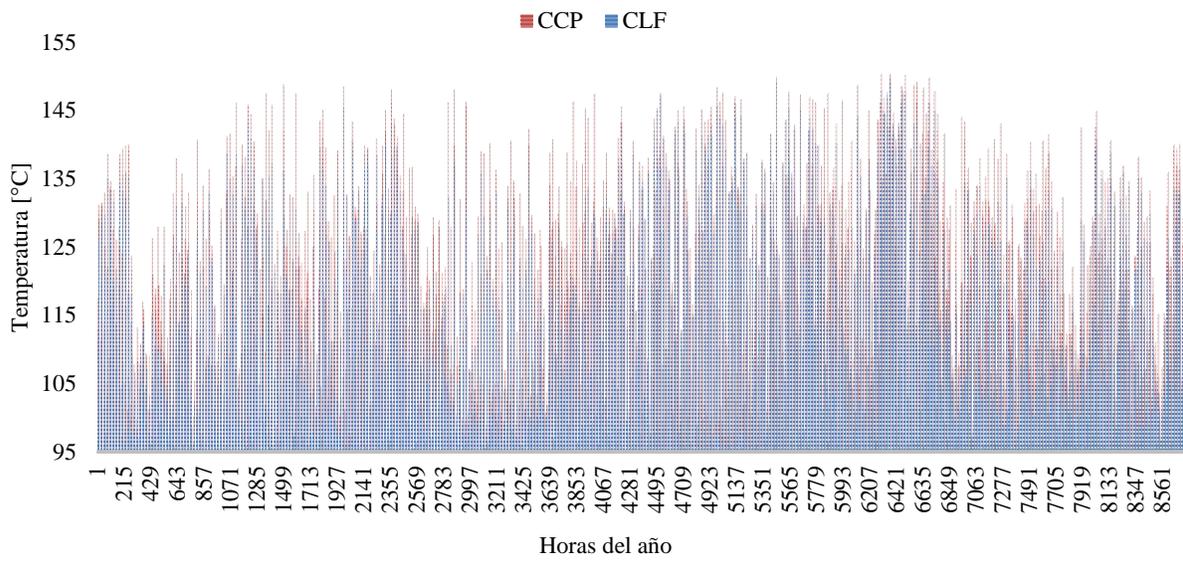


Figura 34. Temperatura a la entrada de la caldera 2

Tabla 12. Límites de temperatura alcanzados en el campo solar

COLECTOR	DISPOSITIVO	TEMPERATURA MÁXIMA	TEMPERATURA MÍNIMA
CLF	Caldera 1	152,7 °C	94,86 °C
	Caldera 2	149,9 °C	94,88 °C
CCP	Caldera 1	150,2 °C	94,92 °C
	Caldera 2	150,3 °C	94,92 °C

Se observa que el CLF alcanza una mayor temperatura a comparación con el CCP. Entre las temperaturas mínimas la diferencia es casi despreciable. Es importante destacar que la temperatura máxima se logra entre las 12:00 y las 14:00, hora local, periodo en el cual la posición del Sol y las condiciones climáticas hacen que la radiación incida de forma más directa sobre el colector, es decir, llega mayor radiación solar a la superficie colector. Lo contrario pasa cuando cae la tarde y la posición del Sol cambia; la temperatura disminuye y los rayos de sol no llegan con la misma facilidad al colector solar.

#### 6.4. CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Siguiendo el análisis, al lograr aumentar la temperatura de entrada de las calderas, se presenta una disminución en el consumo de bagazo como combustible, que también es variable en el año. Este consumo varía de la misma forma que lo hace la temperatura, y la figura 35 lo demuestra; allí se presenta la diferencia en el consumo de combustible al implementarse el CCP y el CLF respectivamente. Sin campo solar ya se había calculado un consumo de 55 toneladas de bagazo por hora, valor que incluso aumenta durante la noche por la disminución de la temperatura y las pérdidas de energía que se presentan en los colectores, sin embargo, con la implementación de los colectores solares, se alcanza una reducción hasta de 4,7 toneladas en una hora. Finalmente, comparando los colectores, se alcanza a apreciar un menor consumo de combustible cuando se utiliza el CCP, con una variación desde las 50,3 toneladas hasta las 55 toneladas alcanzadas sin campo solar. En términos generales, con la implementación de los colectores, se podría llegar a obtener un ahorro anual de bagazo de 5381 toneladas con el CCP y de 4453 toneladas respectivamente CLF.

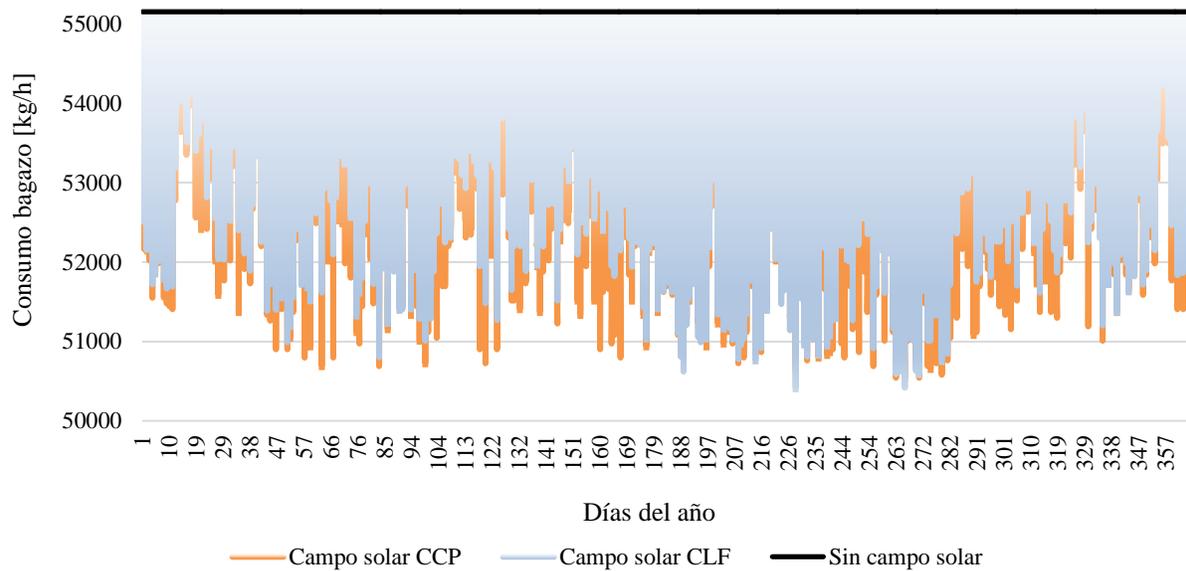


Figura 35. Consumo de combustible tras la implementación de los colectores

Se destaca que el comportamiento de esta grafica es inverso al del calor absorbido y al de la temperatura, ya que entre más calor se absorbe y más temperatura se tiene, el consumo de combustible es menor, es decir, los puntos altos en las figuras 31, 32, 33 y 34, coinciden con los puntos más bajos de la figura 35. También se observa que en unos puntos el CLF alcanza menores cantidades de consumo de bagazo.

## 6.5. EFICIENCIA DEL CICLO

La eficiencia del ciclo es otro factor que se afecta con el campo solar. Como la temperatura a la entrada de la caldera es mayor, al realizar balance energético en el dispositivo se tiene que no es necesario tanto calor en la caldera para llevar el vapor a las condiciones requeridas. Esto hace que la eficiencia en la caldera aumente al igual que la eficiencia de todo el ciclo.

$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{W}_{TCP} + \dot{W}_{TM} + \dot{W}_{TCOND} - \dot{W}_{B1} - \dot{W}_{B2} + \dot{Q}_{Proc}}{\dot{Q}_{Cald1} + \dot{Q}_{Cald2} + \dot{Q}_{Campo}} \quad (37)$$

En la figura 36 se compara la eficiencia antes y después de los colectores solares, teniendo en cuenta que, como esta eficiencia también llega a ser variable a la hora de la implementación del

campo, se trabaja con los valores de máxima eficiencia óptica de los dos tipos de colectores, los cuales fueron los escogidos para el cálculo de las áreas de recolección. De esta manera, mediante la implementación de los colectores, la planta de cogeneración alcanza a tener una eficiencia máxima de aproximadamente 75 %. Se debe tener en cuenta que la eficiencia del ciclo varía entre el valor de eficiencia que se tiene sin la implementación de los colectores hasta los valores máximos de cada tipo de colector, mostrados en la figura 36.

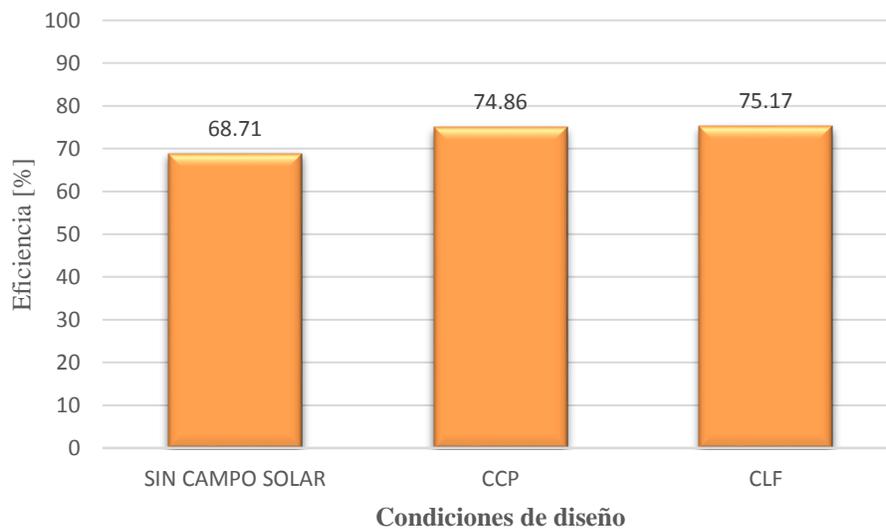


Figura 36. Eficiencia energética del ciclo con campo solar

## 6.6. ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL CAMPO SOLAR

Por último, para terminar el análisis de la implementación de los colectores en el ciclo de cogeneración, se realiza una evaluación exergética para determinar el potencial de trabajo de la energía proveniente del Sol y para conocer la cantidad de exergía perdida en los dos tipos de colectores, así que, se compara el sistema antes y después de vincular el conjunto de colectores solares en la planta de cogeneración, teniendo en cuenta la eficiencia exergética en todo el ciclo y haciendo énfasis en los generadores de vapor, ya que son los dispositivos donde se pretende disminuir la destrucción de exergía.

### 6.6.1. Exergía en los colectores solares

De acuerdo con lo anterior, la cantidad de exergía del calor de los sistemas de recolección solar se cuantifica con la ecuación 38 [50].

$$\dot{X}_{Q,campo} = \left[ 1 - \frac{4 T_0}{3 T_{Sol}} (1 - 0,28 \ln(f)) \right] \cdot \dot{Q}_{abs} \quad (38)$$

Esta ecuación involucra la temperatura del Sol  $T_{Sol}$ , la temperatura ambiente  $T_0$  y un factor  $f$  conocido como factor de dilución solar, el cual expresa la relación entre la radiación solar que procede directamente de la superficie del Sol y el albedo, el cual es el porcentaje de radiación que refleja una superficie respecto a la que incide sobre ella [51]; este factor de dilución corresponde a un valor de  $1,3 \times 10^{-5}$  [50]. Cabe destacar que, al igual que la energía, la exergía en el colector varía a lo largo del día, ya que el calor absorbido no es constante, y que el análisis se desarrolla con base en el día de mayor eficiencia de los colectores solares, correspondiente a las condiciones de diseño para el presente trabajo. La figura 37 muestra la cantidad de exergía de los campos solares para cada tipo de colector.

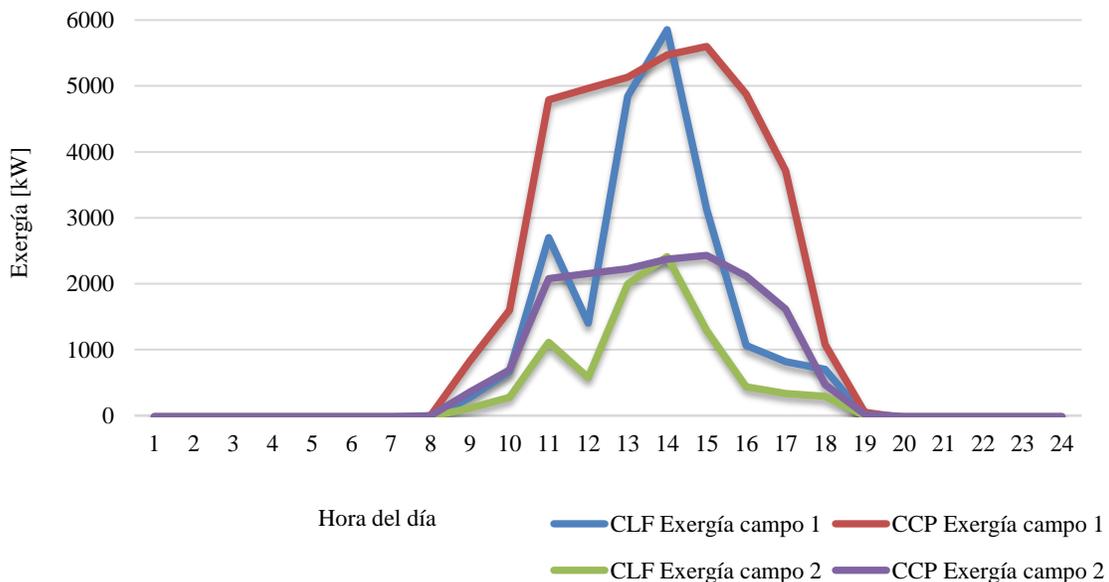


Figura 37. Cantidad de exergía en los colectores solares en los días de máxima eficiencia

De la figura se observa que el valor mayor de trabajo disponible corresponde al CLF con 5854 kW; dato obtenido en el campo de la caldera 1, mientras que en el CCP si tiene una exergía máxima de 5599 kW. Esta figura ayuda a apreciar que, en el día de mayor eficiencia óptica de los colectores (condiciones de diseño), los valores máximos de exergía están muy cercanos, sin embargo, el comportamiento de los valores de exergía para el CLF cambian de forma más drástica y menos organizada en comparación con el CCP, que sus valores se muestran de forma más ordenada; esto se debe a que las condiciones meteorológicas en el día de máxima eficiencia óptica del CLF fueron más cambiantes, por lo que la radiación varía en forma notoria. Cabe destacar que, el comportamiento de la exergía es igual al del calor absorbido y al de la temperatura, ya que todos dependen de la radiación solar que se tenga. De igual forma, es importante destacar que en el campo de la caldera 2 el comportamiento es el mismo, pero sus valores exergéticos no superan 2411 kW para el CLF y 2430 para el CCP, debido a la diferencia de área de recolección que se tiene en una caldera y en la otra.

### 6.6.2. Destrucción de exergía en los colectores

El trabajo útil perdido o las irreversibilidades en los colectores solares se determinan teniendo en cuenta la ecuación 17, que hace alusión a las definiciones de producto y combustible. De esta manera se desarrollan las ecuaciones 39 y 40, y la figura 38 se muestra los resultados para los días de máxima eficiencia óptica de los dos tipos de colectores, que presentan un comportamiento similar a la figura 37.

$$\dot{I}_{campo1} = \dot{X}_{Q,campo1} + \dot{X}_{17} - \dot{X}_{23} \quad (39)$$

$$\dot{I}_{campo2} = \dot{X}_{Q,campo2} + \dot{X}_{18} - \dot{X}_{24} \quad (40)$$

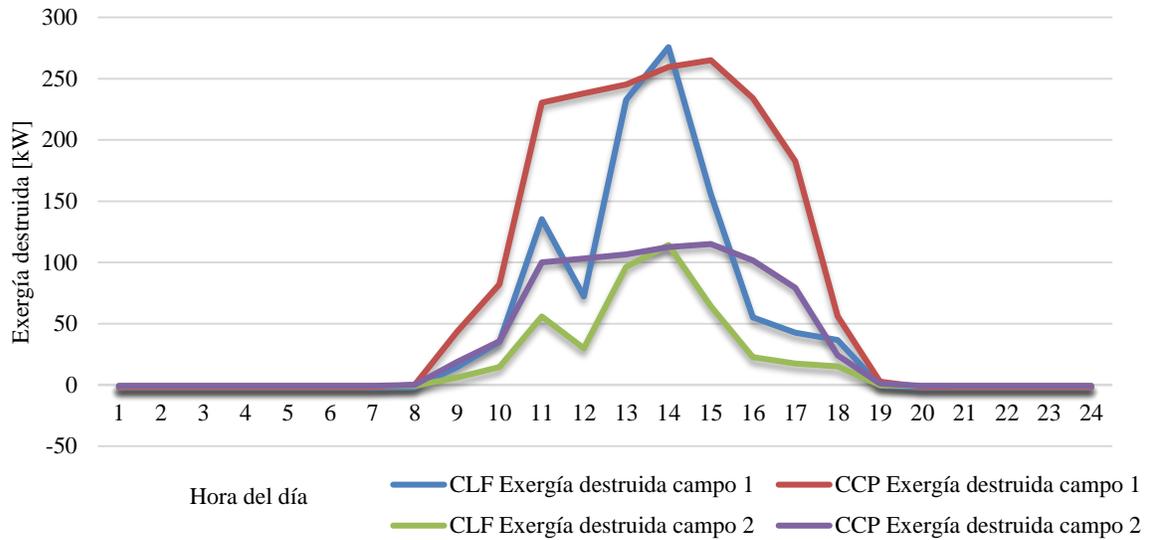


Figura 38. Exergía destruida en los colectores solares en los días de máxima eficiencia

En esta se observa que el CLF destruye un poco más de exergía con un valor máximo de 276 kW contra los 265 kW que alcanza el CCP en el campo vinculado a la caldera 1. En el campo de la caldera 2 se destruyen aproximadamente 115 kW con el CCP y 114 kW con el CLF.

Siguiendo con la destrucción de exergía, en la figura 39 se compilan los resultados de destrucción en los generadores de vapor tras la implementación de los colectores solares en la planta; también se incluyen los resultados antes de la inclusión, mostrados en la tabla 8.

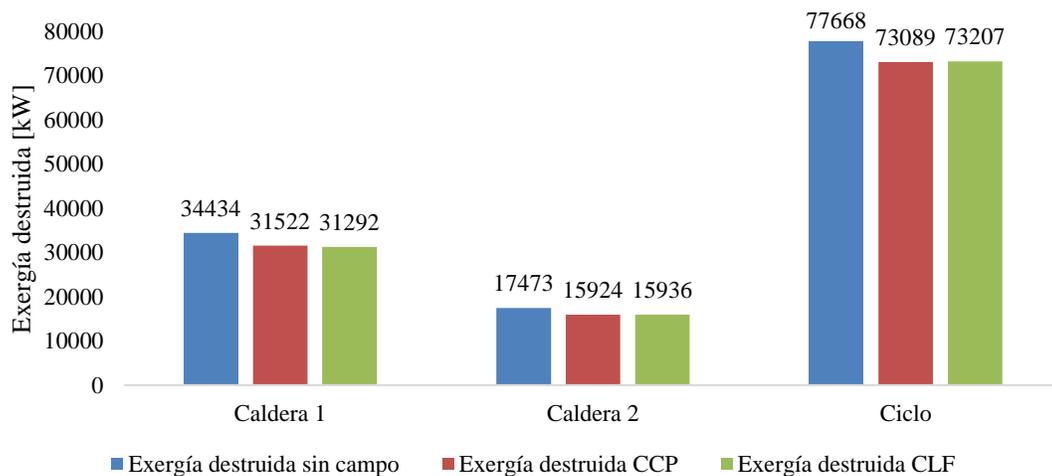


Figura 39. Cantidad de exergía destruida en los generadores de vapor

La comparación se hace con el fin de evidenciar cuál es la disminución de exergía o trabajo útil perdido en el ciclo. Así, se infiere que, el ciclo aprovecha un aproximado de 4580 kW de exergía cuando se vinculan los CLFs, disminuyendo la pérdida de trabajo útil en la caldera 1 en 3042 kW y en la caldera 2 en 1537 kW, mientras que al incorporar los CCPs, la disminución es de 2912 kW en la caldera 1, 1549 kW en la caldera 2, y 4462 kW en todo el ciclo.

En la figura 40 se presenta la destrucción de exergía de la caldera 1, con el fin de mostrar cómo es el comportamiento de las irreversibilidades durante un día.

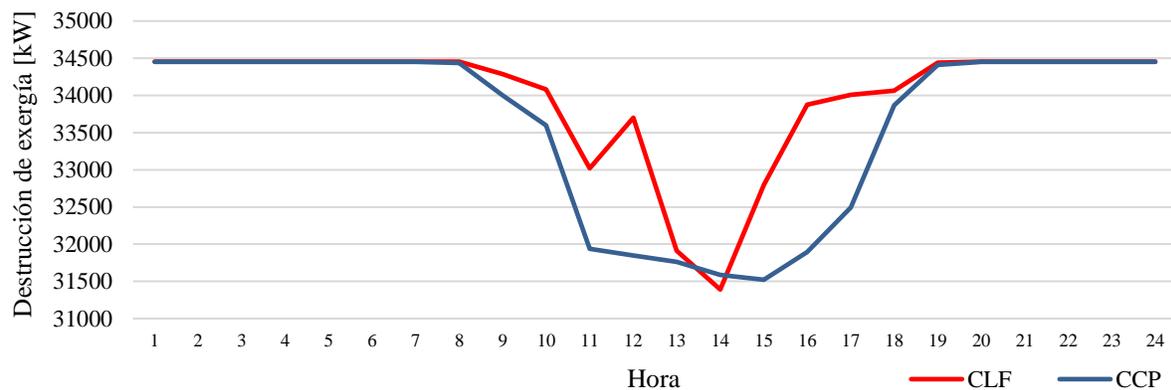


Figura 40. Destrucción de exergía en la caldera 1 durante un día.

El CCP a lo largo del día aprovecha más exergía en comparación con el CLF, presentando un mejor comportamiento en las horas donde el calor absorbido es máximo. Se resalta que el comportamiento mostrado en la figura anterior es similar para la caldera 2.

La figura 41 muestra las cantidades porcentuales relacionadas a la exergía destruida, antes y después del uso de los colectores solares en el ciclo de cogeneración, observando que el porcentaje de destrucción de exergía para ambos tipos de colectores permanece sustancialmente constante en el proceso; se evidencia una disminución de 1,4% al implementar el CLF en la caldera 1 y 0,7% al vincularlo en la caldera 2 a lo largo del año. El colector CCP impacta disminuyendo 1,277% en la caldera 1 y 0,745% en la caldera 2.

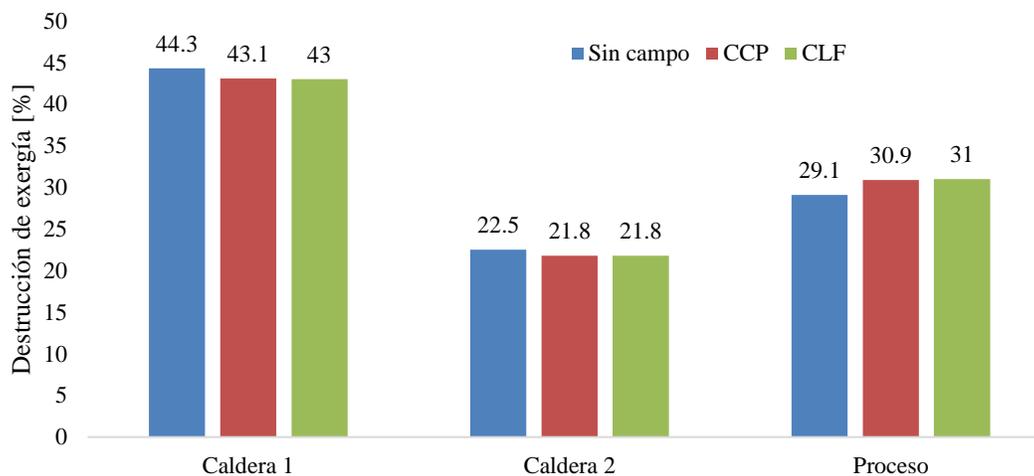


Figura 41. Porcentaje de destrucción de exergía en la planta.

### 6.6.3. Eficiencia exergética

Respecto a la eficiencia exergética, mostrada en la figura 42, no se aprecia variación importante en las calderas. En los otros dispositivos que componen la planta (turbinas, bombas, atemperadores, etc.) dicha eficiencia permanece constante ya que sus condiciones de operación no cambian, pero sí se observa el cambio en la eficiencia del ciclo, que pasa de 46,5% a 50,8% al momento de usar los sistemas de recolección solar en la planta; esto significa que el ciclo aprovecha mejor la disponibilidad existente con referencia a la planta sin la vinculación de colectores solares.

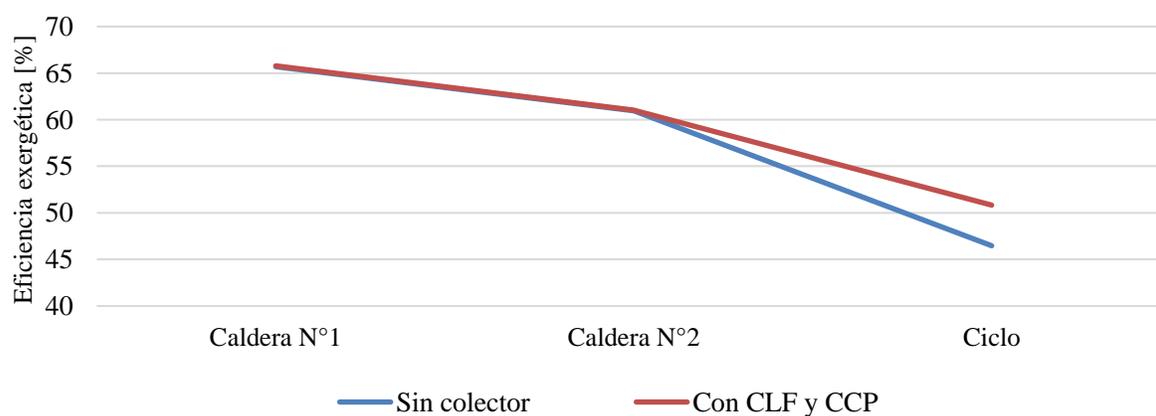


Figura 42. Eficiencia exergética de los generadores de vapor.

La figura 43 asocia la eficiencia exergética con el porcentaje de destrucción de exergía de la caldera 1 en el día de máxima eficiencia; el comportamiento que se describe en la gráfica es similar para la caldera 2 por ende solo se muestra el de la caldera 1. En esta figura se infiere que, la eficiencia exergética de un dispositivo es inversamente proporcional a la destrucción de exergía, ya que, a mayor exergía destruida, menor eficiencia exergética, o, si un dispositivo tiene menor eficiencia exergética, la destrucción en este será mayor que un dispositivo de mejor eficiencia exergética.

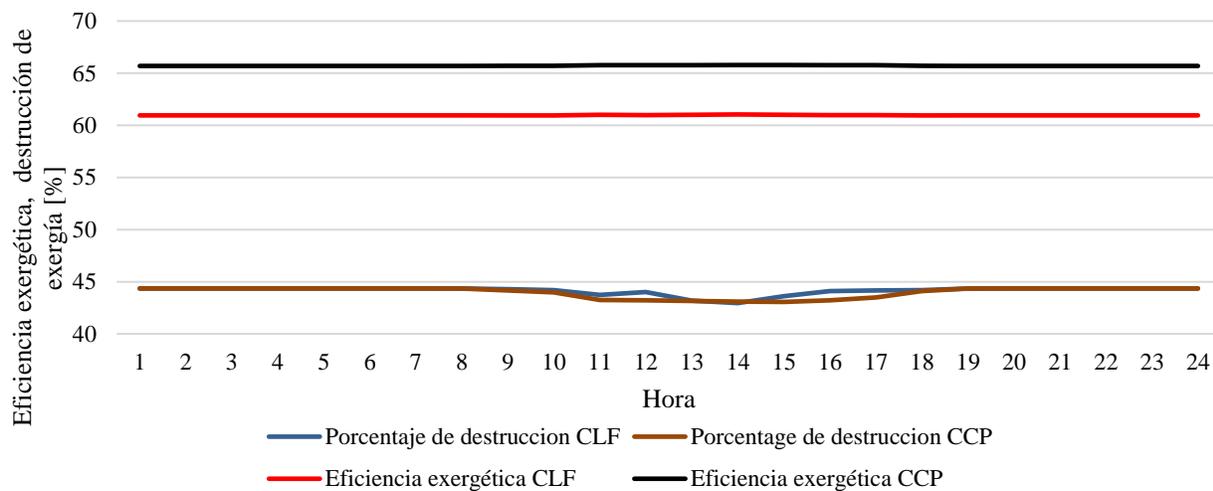


Figura 43. Eficiencia exergética y porcentaje de destrucción de la caldera 1.

En esta última figura, se observa que, a pesar de que la diferencia es poca, al implementar el CLF, la caldera 1 destruye mayor exergía. Por tal razón es que la eficiencia exergética de las calderas con CCP es mayor que la con CLF, observando una eficiencia exergética del 66% aproximadamente con CCP, en comparación de un 61% con el CLF. También se observa que el CCP presenta un comportamiento ordenado que CLF, resaltando una estabilidad en la conversión de energía solar a energía térmica, y por ende la mayor eficiencia exergética del CCP.

## 7. CONCLUSIONES

El desarrollo de este trabajo se centra en analizar las condiciones de operación de una planta de cogeneración del sector azucarero antes y después de implementar un sistema de recolección solar para precalentar el agua de alimentación de los generadores de vapor. Para esto, se construyó un modelo termodinámico que representa la operación de la planta en régimen permanente, fundamentado en la Primera y la Segunda Ley de la Termodinámica, y desarrollado en el software *Engineering Equation Solver*, con el fin de conocer el impacto obtenido en cuanto a consumo de combustible y destrucción de exergía. El modelo termodinámico se basa en un ciclo Rankine con cogeneración, donde, además de cogenerar y aprovechar el calor para sus procesos productivos, se utiliza el bagazo, subproducto de la caña, como combustible para la producción de vapor para el funcionamiento de la planta. Así, se utilizan 50,5 toneladas de bagazo por hora, lo que equivale a 483mil toneladas anuales, que sirven para generar los 34,4 kilogramos de vapor por segundo a una temperatura de 400°C. El ciclo Rankine de la planta de cogeneración opera en un rango de 228,5 a 2160 kPa y de 95 a 400°C.

Seguido del desarrollo del modelado termodinámico, se realiza un análisis energético y exergético de la planta de cogeneración para conocer sus condiciones de operación, determinar la cantidad de energía utilizada en la generación de la potencia requerida para sus procesos de molienda y generación de energía, y determinar los sitios de la planta donde se destruye más exergía. Se calcula que la planta de cogeneración genera 81,26 GWh de energía al año para sus procesos de molienda y generación de electricidad. Además, se encuentra que los generadores de vapor son los dispositivos que más destruyen exergía, debido a la transformación química que sufre el bagazo durante la combustión. Entre las dos calderas se destruyen 51907 kW de exergía, equivalentes al 66,83 % de toda la exergía destruida en la planta. Los procesos de elaboración de azúcar y destilación están en un segundo lugar con una destrucción del 24 % de la destrucción de exergía total.

Para el análisis de la implementación de los sistemas de recolección de energía solar, se analizaron las condiciones de radiación solar del sitio de ubicación de la planta, conociendo la cantidad de energía solar que se podía captar. De esta manera, se proponen los diseños de los sistemas de recolección para el campo solar, con base en los últimos desarrollos tecnológicos realizados por

los fabricantes de los colectores solares; empresas de gran experiencia en cuanto a colectores solares se refiere. Se seleccionan dos tipos de colectores solares: Cilindro Parabólico y Lineal Fresnel, grandes alternativas debido a su oferta en el mercado y a sus buenas características. Asimismo, se realiza un estudio comparativo para observar el cambio en las condiciones de operación de la planta con la inclusión de los dos tipos de colectores. Este estudio comparativo se desarrolla partiendo de la eficiencia óptica como parámetro principal a la hora del diseño de los sistemas, ya que es un factor multiplicativo importante a la hora de calcular el calor absorbido por el fluido de trabajo, además de relacionar las características físicas de los componentes ópticos de los colectores, influyendo en la eficiencia del ciclo.

En efecto, el diseño de los sistemas de recolección solar de la planta de cogeneración, donde se vinculan las condiciones de radiación de la zona para encontrar la disposición de terreno necesario para la instalación de los conjuntos de colectores, arrojó que se necesita una disposición de 9,6 hectáreas de tierra para el sistema de los CCP y de 12,3 hectáreas para el conjunto de CLF, para llegar a los 150°C antes de la entrada de las calderas, la cual fue una de las condiciones de diseño del presente trabajo.

Durante el análisis de la implementación de la energía solar en el ciclo de cogeneración, se observa que la energía solar varía todo el tiempo, lo que hace que las condiciones del ciclo también cambien, sobre todo en los generadores de vapor que son afectados con la implementación del sistema de recolección solar. Al ser la radiación solar un valor que cambia constantemente, el calor absorbido por los colectores solares y por ende la temperatura a la salida de estos, cambia de igual manera a lo largo del año. Sin embargo, se debe resaltar que estos cambios no afectan de manera relevante el funcionamiento antes del uso de los colectores, ya que, cuando no hay energía solar para captar, es decir, en las horas de la noche, la planta opera con unas temperaturas apenas menores de 95°C a la entrada de las calderas, pero cuando sale el Sol y los colectores empiezan a aprovechar esta energía, la temperatura aumenta manteniéndose en un rango desde los 95°C hasta los 150°C, condición propuesta como parámetro de diseño para el desarrollo de este trabajo.

El aumento de la temperatura del agua a la entrada de los generadores de vapor muestra un incremento en la eficiencia, tanto energética como exergética. Al comparar los sistemas de recolección solar bajo condiciones de diseño, se observa que el ciclo cambia de una eficiencia energética máxima de 68,71 % a 74,86 % con el sistema CCP y a 75,17 % con el sistema CLF. En cuanto a la eficiencia exergética, siendo esta importante para determinar el trabajo útil no aprovechado, se pasa de tener una eficiencia del 46,47 % a llegar a 50,7 % con CCP y 50,83 % con CLF, reduciendo en un 2,1% la exergía destruida, 4543 kW de exergía con CLF y 4461 kW de exergía con CCP, siendo mayor el aprovechamiento en el Lineal Fresnel. Sin embargo, respecto al comportamiento de la destrucción de exergía del CCP se describe más ordenado en comparación con el comportamiento del CLF, resaltando una estabilidad en la conversión de energía solar a energía térmica, y por ende una mayor eficiencia exergética del CCP. Cabe destacar que debido a los datos obtenidos con la implementación de los sistemas de recolección variaron a lo largo del año, se trabajó con los valores obtenidos cuando la eficiencia óptica de los colectores fuera máxima.

Finalmente, cumpliendo con el objetivo principal del trabajo; precalentando el agua de alimentación de las calderas se logra ver una disminución de consumo de bagazo de caña con valores por debajo de las 51 toneladas de bagazo por hora, contra las 55 toneladas por hora que se tienen con el ciclo sin la inclusión de los sistemas de colectores solares, traducido en un ahorro de hasta del 9,8 % con el CCP y del 8,1 % con el CLF al año, estos valores se calculan bajo las condiciones de diseño, es decir, el día de máxima eficiencia del colector, sin embargo, es importante mencionar que, a lo largo del año el CCP alcanza mayores porcentajes de ahorro de combustible, ya que muestra un comportamiento más uniforme que el CLF. A simple vista, puede no parecer relevante, pero al mirar el ahorro en el tiempo, llega a ser una cifra importante, ya que se pueden ahorrar aproximadamente 5000 toneladas anuales con estas condiciones particulares de diseño. Aun así, podrían llegar a tenerse un mayor ahorro de combustible, si se llevara el agua de alimentación de los generadores de vapor a mayor temperatura; caso que puede ser tenido en cuenta para futuras investigaciones.

En resumen, se observó que las energías renovables, en este caso la energía solar, son una gran alternativa para la producción de energía, por lo que deben ser más aprovechadas. Si se mezclan con los procesos de producción convencionales se puede mejorar la eficiencia, necesitando menor

cantidad de recursos no renovables para la generación de energía, además, si se emplean recursos renovables en nuevos sistemas de generación, se contribuye con la matriz energética mundial y con el desarrollo sostenible del planeta. Por esa razón, y por la variación que presenta la radiación solar, se han empezado a evaluar alternativas para aprovechar aún más la energía proveniente del Sol; por ejemplo, para mitigar los cambios en la radiación a lo largo del día, un sistema de recolección solar con almacenamiento para utilizar la energía almacenada cuando la radiación sea mínima; así, una alternativa para futuros trabajos que involucren energías renovables.

## 8. BIBLIOGRAFÍA

- [1] U.S. Energy Information Administration, “International Energy Outlook 2013,” *Outlook 2013*, p. 312, 2013.
- [2] Melecsa, “Tipos de generación de energía,” 2009. [Online]. Available: [http://www.melecsa.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=39&Itemid=80](http://www.melecsa.com/index.php?option=com_content&view=article&id=39&Itemid=80). [Accessed: 03-Oct-2015].
- [3] U.S. Energy Information Administration, “August 2017 - Monthly Energy Review,” p. 242, 2017.
- [4] World Energy Council, “World Energy Resources | 2016.” p. 41, 2016.
- [5] Unidad de planeación Minero Energética (UPME), “Informe Mensual De Variables De Generación y del Mercado Eléctrico Colombiano,” *Subdirección Energía Electr. - Grup. Generación*, no. 69, pp. 1–16, 2016.
- [6] M. A. Cengel, Yunus A; Boles, *Termodinámica*, 6a ed. Mcgraw-Hil, 2009.
- [7] I. H. Aljundi, “Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 2–3, pp. 324–328, 2009.
- [8] T. Prosin, T. Pryor, C. Creagh, L. Amsbeck, and R. Buck, “Hybrid Solar and Coal-fired Steam Power Plant with Air Preheating Using a Centrifugal Solid Particle Receiver,” in *Energy Procedia*, 2015, vol. 69, pp. 1371–1381.
- [9] M. Hasan Nia, A. Abbas Nejad, A. M. Goudarzi, M. Valizadeh, and P. Samadian, “Cogeneration solar system using thermoelectric module and fresnel lens,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 84, pp. 305–310, 2014.
- [10] K. Wark and D. Richards, *Termodinámica*, 6a ed. Mcgraw-Hil, 2001.
- [11] R. E. Sonntag, C. Borgnakke, and G. J. Van Wylen, *Fundamentals of thermodynamics*, 7a ed. John Wiley & Sons, 2009.
- [12] Peter Atkins, *Las cuatro leyes del universo*. Espasa Libros, 2008.
- [13] J. Howell and R. Buchius, *Principios de termodinámica para ingenieros*. Mcgraw-Hil, 1990.
- [14] A. H. Restrepo V, “Termodinámica 1. Notas de Clase.” Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira, Pereira, 2013.
- [15] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentos de Transferencia de Calor*, 4a ed. Prentice Hall, 1999.

- [16] B. Dunbar, "The Sun," 2015. [Online]. Available: <https://www.nasa.gov/sun>. [Accessed: 22-Dec-2017].
- [17] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, "Energía solar térmica," in *Manuales de Energías Renovables*, vol. 4, 2006, p. 148.
- [18] S. Colle, "Solar Energy." Laboratorio de Ingeniería de Procesos de Conversión y Tecnología de Energía, 2012.
- [19] Fujisol Solar, "Eficiencia del Colector con Diferentes Ángulos de Incidencia de Radiación Solar." p. 3.
- [20] J. A. Villalobos, "La hora de la Tierra y la hora solar," in *IX Congreso Nacional de Ciencias*, 2007, pp. 1–6.
- [21] J. C. López Restrepo, "Avaliação De Uma Planta De Cogeração Assistida Por Concentradores Solares Do Tipo Linear Fresnel Do," Universidad Tecnológica de Pereira, 2014.
- [22] R. Ahmed, M. Billah, and M. M. Hossain, "Increasing the efficiency of steam power plant with the help of solar energy," in *2nd International Conference on the Developments in Renewable Energy Technology (ICDRET)*, 2012, pp. 1–3.
- [23] F. R. Pazheri, Z. M. Kaneesamkandi, and M. F. Othman, "Bagasse Saving and Emission Reduction in Power Dispatch at Sugar Factory by Co-generation and Solar Energy," in *International Power Engineering and Optimization Conference*, 2012.
- [24] G. Cau and D. Cocco, "Comparison of medium-size concentrating solar power plants based on parabolic trough and linear Fresnel collectors," *Energy Procedia*, vol. 45, pp. 101–110, 2014.
- [25] M. V. J. J. Suresh, K. S. Reddy, and A. K. Kolar, "4-E (Energy, Exergy, Environment, and Economic) analysis of solar thermal aided coal-fired power plants," *Energy Sustain. Dev.*, vol. 14, pp. 267–279, Dec. 2010.
- [26] World Commission on Environment and Development, "Report of the World Commission on Environment and Development: Our Common Future (The Brundtland Report)," 1987.
- [27] I. Dincer and M. a. Rosen, "Energy, environment and sustainable development," *Appl. Energy*, vol. 64, no. 1–4, pp. 427–440, 1999.
- [28] H. Lund and B. V. Mathiesen, "Energy system analysis of 100% renewable energy systems—The case of Denmark in years 2030 and 2050," *Energy*, vol. 34, no. 5, pp. 524–

- 531, 2009.
- [29] D. Díaz, “Integración de fuentes de energías renovables intermitentes en sistemas eléctricos,” in *Programa de Formación de Líderes Energéticos*, 2017.
- [30] A. Klevinskis and V. Bučinskas, “Analysis of a Flat-Plate Solar Collector,” *Moksl. - Liet. ateitis*, vol. 3, pp. 39–43, 2011.
- [31] ENERWORK, “Colectores de Placa Plana.” [Online]. Available: <http://www.enerwork.com/tecnologia/energia-solar-termica-tecnologia/colectores-solares/placa-plana/>. [Accessed: 24-Mar-2017].
- [32] AGM Energías Renovables, “Energía Solar Térmica, Colectores de Tubos Evacuados,” *Diseño e Implementación de Sstemas Energéticos Sustentables*, 2015.
- [33] V. Kumar, R. L. Shrivastava, and S. P. Untawale, “Fresnel lens: A promising alternative of reflectors in concentrated solar power,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 44, pp. 376–390, 2015.
- [34] S. A. Kalogirou, “Solar thermal collectors and applications,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 30, no. 3, pp. 231–295, 2004.
- [35] NOVATEC-SOLAR, “Nova-1,” 2009.
- [36] C. Paredes, “Diseño de captador solar cilindro parabólico para aplicaciones rurales en paraguay,” Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Minas, 2012.
- [37] J. P. Bancalari, “Cogeneración.” THERMAL ENGINEERING Ltda., Santiago de Chile.
- [38] E. Hugot, *Manual para Ingenieros Azucareros*, 2a ed. Compañía Editorial Continental, 1964.
- [39] C. D. Shield, *Calderas: Tipos, características y sus funciones*, 10a ed. Compañía Editorial Continental, 1982.
- [40] D. S. Amaya, “No Title,” 2014.
- [41] M. A. Lozano and A. Valero, “Theory of the exergetic cost,” *Energy*, vol. 18, no. 9, pp. 939–960, Sep. 1993.
- [42] G. Morin, J. Dersch, W. Platzer, M. Eck, and A. Häberle, “Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants,” *Sol. Energy*, vol. 86, no. 1, pp. 1–12, 2012.
- [43] M. J. Carvalho, P. Horta, J. F. Mendes, M. C. Pereira, and W. M. Carbajal, “Incidence Angle Modifiers: A General Approach for Energy Calculations,” in *Proceedings of ISES World Congress 2007 (Vol. I -- Vol. V): Solar Energy and Human Settlement*, 2009, pp.

- 608–612.
- [44] M. Mertins, “Technische und wirtschaftliche Analyse von horizontalen Fresnel-Kollektoren,” 2009.
  - [45] F. Lippke, “Simulation of the Part-Load Behavior of a 30 MWe SEGS Plant. Technical Report SAND95-1293,” Albuquerque, New Mexico, 1995.
  - [46] V. E. Dudley *et al.*, “Test results: SEGS LS-2 solar collector. Technical Report SAND94-1884,” Albuquerque, New Mexico, Dec. 1994.
  - [47] R. Wang, W. Qu, J. Sun, and H. Hong, “An On-site Test Method for Optical Efficiency of Large-size Parabolic trough Collectors,” in *The 8th International Conference on Applied Energy – ICAE2016. Energy Procedia*, 2017, vol. 105, pp. 486–491.
  - [48] Flagsol, “HelioTrough®.” [Online]. Available: <http://heliotrough.com/>. [Accessed: 07-Oct-2017].
  - [49] N. Janotte *et al.*, “Dynamic performance evaluation of the HelioTrough collector demonstration loop - Towards a new benchmark in parabolic trough qualification,” in *Solar Paces 2013. Energy Procedia*, 2013, vol. 49, pp. 109–117.
  - [50] A. M. Elsafi, “Exergy and exergoeconomic analysis of sustainable direct steam generation solar power plants,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 103, pp. 338–347, Oct. 2015.
  - [51] M. R. Alvarez, “Introducción a la Energía Solar Termoeléctrica,” Escuela de Organización Industrial, Madrid, España, 2008.