

Universidad Católica de Santa María

Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y

Mecatrónica



“DISEÑO DE UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA
HÍBRIDA CON TECNOLOGÍA DE INTEGRACION SOLAR
EN CICLO COMBINADO (ISCC) UTILIZANDO SALES
FUNDIDAS COMO FLUIDO CALOPORTADOR EN LA
REGIÓN AREQUIPA”

Tesis presentada por los Bachilleres:

Juan Fernando Vilca Coronado

Diego Luis Ordoño Gallegos

Para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico Eléctrico

Asesor: Ing. Camilo Fernández Barriga

AREQUIPA – PERU

2018



Universidad Católica de Santa María

(51 54) 382038 Fax:(51 54) 251213 ucsm@ucsm.edu.pe <http://www.ucsm.edu.pe> Apartado: 1350

AREQUIPA - PERU

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECÁNICA
ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA

INFORME DICTAMINATORIO

VISTO

EL PLAN DE TESIS TITULADO:

“DISEÑO DE UNA CENTRAL TERMoeLECTRICA HIBRIDA CON
TECNOLOGIA DE INTEGRACION SOLAR EN CICLO COMBINADO
(ISCC) UTILIZANDO SALES FUNDIDAS COMO FLUIDO
CALOPORTADOR EN LA REGION AREQUIPA”

Presentado por el (os) Bachiller (es):


ORDOÑO GALLEGOS DIEGO LUIS
VILCA CORONADO JUAN FERNANDO

Nuestro DICTAMEN es:

OBSERVACIONES:

Absoluta

Arequipa, 12 / Abril. 2017


ING. CARLOS GORDILLO ANDIA


ING. CAMILO FERNANDEZ BARRIGA

PRESENTACION

El presente trabajo de tesis tiene como objetivo para los autores optar el título profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico, certificación oficial a nombre de la nación que acredita que está formado y preparado para el ejercicio de su profesión es decir busca demostrar, ante un jurado oficial, que reúne las capacidades y requisitos para aplicar los conocimientos adquiridos durante el transcurso de la carrera universitaria.

La tesis titulada *“Diseño de una Central Termoeléctrica Híbrida con Tecnología de Integración Solar en Ciclo Combinado (ISCC) utilizando sales fundidas como fluido caloportador en la región Arequipa”* conforma el diseño conceptual de una central termoeléctrica de ciclo combinado integrando una central solar de torre con heliostatos que adicionan calor proveniente del sol hacia el generador de vapor.

Se analiza el efecto de la variación de la radiación solar sobre algunas variables de una planta termoeléctrica de ciclo combinado (turbina de gas y turbina de vapor) con colectores solares integrados (Integrated Solar Combined Cycle, ISCC).

A través de este trabajo de investigación se presenta el proceso de diseño óptimo para determinar que esta central termoeléctrica es técnica y económicamente viable y que pueda proveer de energía al SEIN (Sistema Eléctrico Interconectado Nacional) y mercado local, y de esta forma beneficiar y contribuir a la sociedad con los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera profesional.



Dedicatoria: Mi tesis la dedico con todo cariño y amor a ti Dios que me diste la oportunidad de vivir y regalarme una familia maravillosa. Con mucho cariño para mis padres que me dieron la vida y siempre han estado conmigo en todo momento. Gracias por todo querida madre Angélica por darme una carrera para mi futuro, por brindarme los recursos necesarios, aconsejarme y creer en mí, aunque hemos pasado momentos difíciles siempre has estado apoyándome y brindándome todo tu apoyo hasta ahora.

INTRODUCCION

El tema de investigación siguiente se basa en los conocimientos adquiridos durante la carrera y la experiencia que se tuvo en el trabajo elaboración de expediente técnico y supervisión de los trabajos de montaje y puesta en marcha de la central de ciclo combinado de tres niveles de presión en la caldera de recuperación de calor en la central de ciclo combinado de Malacas en el norte del país adicionalmente a la investigación que se realizó en la integración de la planta solar a la caldera de recuperación de calor.



RESUMEN

El objetivo principal del proyecto fue diseñar una central integrada que tiene como central de acople al generador de vapor la central termosolar que está compuesta de un receptor central de cilíndrico vertical con sistema de almacenamiento térmico de sales fundidas de 30MW de potencia nominal y capacidad para 15 horas de almacenamiento. En las siguientes tablas se exponen los datos de diseño más importantes de la central objeto del proyecto, tal y como se desarrollaron en el capítulo IV. Para la obtención de estos resultados se han usado herramientas informáticas como MATLAB e EES facilitando el cálculo del ciclo combinado y la planta solar permitiendo modificar los datos de entrada (morfología del campo, dimensiones de la torre, receptor, etc.) y analizar el resultado de estos cambios sobre los datos de salida. La relación combustible aire empleada fue de 0.04929 y las potencias del ciclo combinado son las mostradas en la tabla siguiente:

Tabla N° 0.1: Potencias del Ciclo combinado

Potencias en el Ciclo Combinado		
Potencias del subsistema de gas	Turbina a gas	PTG = 460,994.15 kW
	Compresor de la turbina de gas	PC-TG = 228,995.71 kW
	Potencia útil del ciclo de gas	PSTG = 231,998.44 kW
Potencias del subsistema de vapor	Turbina de alta presión	PTAP = 18,487.29 kW
	Turbina de media presión	PTMP = 28,739.48 kW
	Turbina de baja presión	PTBP = 44,888.89 kW
	Bomba de baja presión	PBBP = 230.35 kW
	Bomba de mediana presión	PBMP = 252.20 kW
	Bomba de alta presión	PBAP = 615.90 kW
	Potencia útil del ciclo de vapor	PSTV = 91,017.21 kW
Potencia Útil Total del Ciclo Combinado		PTotal = 323,015.65 kW

Fuente: Elaboración Propia

La eficiencia promedio del ciclo de gas es de 38.8%, mucho más eficiente que el ciclo de vapor que presenta un 29.78%, la eficiencia del ciclo de vapor está condicionada por los parámetros del vapor a la salida de la caldera de recuperación de calor, la distancia entre la salida de la turbina de gas y entrada a la caldera, longitud de ductos entre la caldera y la turbina de vapor, el aislamiento de tuberías y las fugas de las tuberías que son inevitables en estas instalaciones. La central solar que se integrará a la caldera de recuperación de calor tiene una potencia de 17MW con sistema de almacenamiento de sales fundidas la eficiencia es de 15,5%, lo que coincide con la eficiencia real que se suele obtener de este tipo de plantas, que ronda el 15-18%.

El análisis exergético, ayudó a determinar el valor promedio de las eficiencias en los equipos del ciclo combinado, y proporcionó una información útil, al localizar a los equipos de menor eficiencia exergética para tomar decisiones de mejoras, siendo el compresor (3.93%), turbina a gas (5.49%) y turbina a vapor (2.01%) los equipos de más baja eficiencia en el ciclo combinado.

La mayor eficiencia se consigue aportando el vapor de alta presión de la instalación solar a la etapa del evaporador de alta presión de las HRSG. Posteriormente, se extrae agua del nivel de media presión y se utiliza como agua de alimentación al campo solar cerrando de esta manera el circuito. El campo de helióstatos es el componente más costoso de una central Termosolar que estará integrada al ciclo combinado, resulta necesario diseñar la planta para trabajar a pleno rendimiento en los meses de verano, y evitar el sobredimensionamiento que se produciría en caso de seleccionar un punto de diseño alejado de los meses de mayor radiación solar. En este sentido, el punto de diseño elegido para realizar los cálculos de la planta se detalla en la Tabla N°0.2:

Tabla N° 0.2: Datos del Punto de Diseño

Datos del punto de diseño	
Punto de diseño	14 de setiembre, 12:00
Coordenadas geográficas	Distrito de la Joya -16° 45' 41,89'' Latitud Sur y -71° 55' 54,30'' Longitud Oeste.
Irradiación típica solar	640.37 Wh/m ²

Fuente: Datos obtenidos del mapa de irradiación solar en Arequipa (SENAMHI)

Para el dimensionamiento del campo de helióstatos se tomó en cuenta el correcto espaciado de los espejos evitará en gran medida las pérdidas producidas en la captación. La inclusión de factores de pérdidas por efecto coseno, atenuación atmosférica o desbordamiento de flujo, entre otras, tratan de tener en cuenta el resto de pérdidas que se producen en el campo solar, pero que no son objeto de cálculo en este proyecto. La configuración final del campo solar se presenta en la siguiente tabla:

Tabla N° 0.3: Datos del Punto de Diseño

Configuración del Campo Solar	
Datos de Partida	
Morfología del campo solar	Campo circular
Número total de helióstatos	2.650
Área reflectante por helióstato	120 m ²
Radio del campo	750 m
Altura de la torre	140 m
Datos Calculados	
Número total de helióstatos	2.647
Filas o anillos de helióstatos	31
Área reflectante total	317.640 m ²
Radio del campo	752 m
Área total del campo	177,5 ha

Fuente: Elaboración Propia

El receptor cilíndrico vertical se dimensiona acorde con los cálculos y condiciones necesarias para absorber de forma adecuada la radiación solar del campo de heliostatos previamente calculado tomando como referencia la planta Gemasolar que tiene como altura del receptor 10.5 m y diámetro receptor 8.4m, las dimensiones se muestran en la siguiente Tabla N°0.4:

Tabla N° 0.4: Dimensiones del tubo receptor

Dimensiones de los tubos del receptor			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Diámetro exterior tubo	$D_{\text{ext tubo}}$	5.28	cm
Diámetro interior tubo	$D_{\text{int tubo}}$	5.08	cm
Longitud tubos	L_{tubo}	12	m
Separación tubos	S_{tubo}	0.5	cm
Separación paneles	D_{paneles}	10	cm

Fuente: Elaboración Propia

Las sales fundidas, mezcla al 60% de nitrato de sodio (NaNO_3) y al 40% de nitrato de potasio (KNO_3) bajo el nombre comercial de Hitec Solar Salt, la operación de la planta solar se basa en el calentamiento de las sales en el receptor central desde los 290°C hasta los 565°C . se presentan las siguientes propiedades físicas en la Tabla N°0.5 a una temperatura 565°C que es la temperatura máxima en la cual las propiedades de la sal no cambian:

Tabla N°0.5: Propiedades de la Sal Fundida

Propiedades de la Sal $T=565^\circ\text{C}$			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Densidad	ρ_{sal}	1730.66	Kg/m^3
Calor específico	$C_{p_{\text{sal}}}$	1540.18	J/kg.K
Viscosidad	μ_{sal}	1.14E-03	Pa.s
Coefficiente conductividad térmica	k_{sal}	0.5535	W/m.K

Fuente: Elaboración Propia

Las temperaturas de los tubos en el receptor no deberían sobrepasar los 750°C de temperatura, pues se podría producir la descomposición de las sales de nitratos a nitritos. En consecuencia, los cálculos de diseño que cumplen con estas especificaciones arrojan los siguientes resultados que se muestran en la tabla N°0.6:

Tabla N° 0.6: Valores de Temperatura del receptor

Valores Temperatura y Potencias diseño receptor			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Eficiencia conversión potencia	$n_{\text{conv pot}}$	0.3873	
Temperatura máxima tubo	$T_{\text{max sal}}$	750	°C
Temperatura máxima sal salida receptor	$T_{\text{min sal}}$	565	°C
Temperatura mínima sal entrada receptor	$T_{\text{max tubo}}$	265	°C

Fuente: Elaboración Propia

Para lograr alcanzar una capacidad de almacenamiento térmico equivalente a 15 horas de producción a pleno rendimiento, es necesario desviar parte de las sales calentadas hacia tanques de almacenamiento. Al volumen de sales almacenadas hay que sumar en torno a un 5% debido a los calentadores resistivos que es necesario instalar dentro de los tanques para mantener la temperatura de las sales. Los depósitos tienen una geometría cilíndrica con unas dimensiones calculadas para disminuir la superficie en contacto con el ambiente y, de este modo, minimizar las pérdidas térmicas y el coste de los materiales. La integración del vapor solar a la caldera de recuperación de calor con la máxima eficiencia se alcanza haciendo que el campo solar trabaje únicamente como un evaporador en paralelo al evaporador de alta presión de la caldera de recuperación. Con esto se evita la transmisión de calor a mayor diferencia de temperaturas, con la consiguiente disminución de irreversibilidad. La mayor eficiencia se consigue aportando el vapor de alta presión de la instalación solar a la etapa del evaporador de alta presión de las HRSG. Posteriormente,

se extrae agua del nivel de media presión y se utiliza como agua de alimentación al campo solar cerrando de esta manera el circuito.

También se determinó los costos de inversión costo de combustible, costos de mantenimiento y operación que se muestran en la tabla siguiente.

Tabla N° 0.7: Resumen de costos

RESUMEN DE COSTOS		
COSTOS DE INVERSION	11.7002	US\$/MW.h
COSTOS DE COMBUSTIBLE	23.3393	US\$/MW.h
COSTOS DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN	4.3157	US\$/MW.h
Variable	2.7703	US\$/MW.h
Fijo	1.5455	US\$/MW.h
TOTAL	39.3552	US\$/MW.h

Fuente: Elaboración Propia

Palabras Clave: Central Termoeléctrica, Central Solar de Torre, Ciclo Integrado ISCC, Hibridación, Ciclo Combinado, Estado Termodinámico, Ciclo de Gas, Ciclo de Vapor, Ciclo Ideal, Ciclo Real.

ABSTRACT

The main objective of the project is to design an integrated central unit that has as a central connection to the steam generator the thermosolar power plant which is composed of a central vertical cylindrical receiver with a thermal storage system of molten salts of 17MW nominal power and capacity for 15 hours of storage. In the following tables, the most important design data of the plant that is the object of the project, as elaborated in Chapter IV, is presented. To obtain these results, computer tools such as MATLAB and EES have been used to facilitate the calculation of the combined cycle and the solar plant, allowing the modification of the input data (field morphology, tower dimensions, receiver, etc.) and analyze the result of these changes on output data. The air fuel ratio used was 0.04929 and the combined cycle powers are as shown in the following table:

Table N° 0.1: Combined Cycle Power

Powers in the combined cycle		
Powers of the gas subsystem	Gas Turbine	PTG = 460,994.15 kW
	Gas Turbine Compressor	PC-TG = 228,995.71 kW
	Useful power of the gas cycle	PSTG = 231,998.44 kW
Powers of the steam subsystem	High pressure turbine	PTAP = 18,487.29 kW
	Medium Pressure Turbine	PTMP = 28,739.48 kW
	Low Pressure Turbine	PTBP = 44,888.89 kW
	Low pressure pump	PBBP = 230.35 kW
	Medium Pressure Pump	PBMP = 252.20 kW
	High pressure pump	PBAP = 615.90 kW
	Useful steam cycle power	PSTV = 91,017.21 kW
Total Useful Power of the Combined Cycle		PTotal = 323,015.65 kW

Source: Self Made

The average efficiency of the gas cycle is 38.8%, much more efficient than the 29.78% steam cycle, the efficiency of the steam cycle is conditioned by the parameters of the steam at the exit of the heat recovery boiler, the distance between the outlet of the gas turbine and the inlet to the boiler, the length of ducts between the boiler and the steam turbine, the insulation of pipes and the leaks of the pipes which are unavoidable in these installations. The solar power plant that integrates with the heat recovery hip has a power of 17MW with a system of storage of molten salts the efficiency is 15.5%, which coincides with the actual efficiency that is usually obtained from this type of plants, which is around 15-18%..

Exergetic analysis helped to determine the average value of efficiencies in combined cycle equipment and provided useful information by locating the least efficient exergética equipment to make improvement decisions, with the compressor (3.93%) being a turbine to gas (5.49%) and steam turbine (2.01%) the lowest efficiency equipment in the combined cycle.

The highest efficiency is achieved by supplying the high pressure steam from the solar installation to the HRSG high pressure evaporator stage. Subsequently, water is extracted from the medium pressure level and is used as feed water to the solar field thus closing the circuit. The field of heliostats is the most expensive component of a solar thermal plant that will be integrated into the combined cycle, it is necessary to design the plant to work at full capacity in the summer months, and avoid the oversizing that would occur in the case of selecting a point of away from the months of greater solar radiation. In this sense, the design point chosen to perform the calculations of the plant is detailed in Table N°0.2:

Table N ° 0.2: Design Point Data

Design Point Data	
Point of Design	14 of September, 12:00
Geographical coordinates	District of Joya -16° 45' 41,89'' South latitude and -71° 55' 54,30'' West Length.
Typical solar irradiation	640.37 Wh/m ²

Source: Self Made

For the dimensioning of the field of heliostats was taken into account the correct spacing of the mirrors will greatly avoid the losses produced in the capture. The inclusion of loss factors by cosine effect, atmospheric attenuation or flow overflow, among others, try to take into account the other losses that occur in the solar field, but are not the object of calculation in this project. The final configuration of the solar field is presented in the following:

Table N ° 0.3: Design Point Data

Solar Field Setting	
Departure Details	
Morphology of the solar field	Circular field
Total number of heliostats	2.650
Reflective area by heliostat	120 m ²
Field Radio	750 m
Tower height	140 m
Calculated Data	
Total number of heliostats	2.647
Heliostat rows or rings	31
Total reflective area	317.640 m ²
Field Radio	752 m
Total field area	177,5 ha

Source: Self Made

The vertical cylindrical receiver is dimensioned according to the calculations and conditions necessary to adequately absorb the solar radiation from the heliostat field previously calculated taking as reference the Gemasolar plant which has as receiver

height 10.5 m and receiver diameter 8.4 m, dimensions are shown in the following Table

Nº0.4:

Table Nº0.4: Receiver tube dimensions

Dimensions of Receiver Tubes			
Parameter	Symbology	Magnitude	Units
Outer tube diameter	$D_{\text{ext tube}}$	5.28	cm
Pipe inner diameter	$D_{\text{int tube}}$	5.08	cm
Length tubes	L_{tube}	12	m
Tube Separation	S_{tube}	0.5	cm
Separation panels	D_{panels}	10	cm

Source: Self Made

The molten salts, 60% sodium nitrate (NaNO_3) and 40% potassium nitrate (KNO_3) blend under the trade name Hitec Solar Salt, the operation of the solar plant is based on the heating of the salts in the central receiver from 290°C to 565°C . the following physical properties are presented in Table Nº0.5 at a temperature 565°C which is the maximum temperature at which the properties of the salt do not change:

Table Nº0.5: Properties of the molten salt

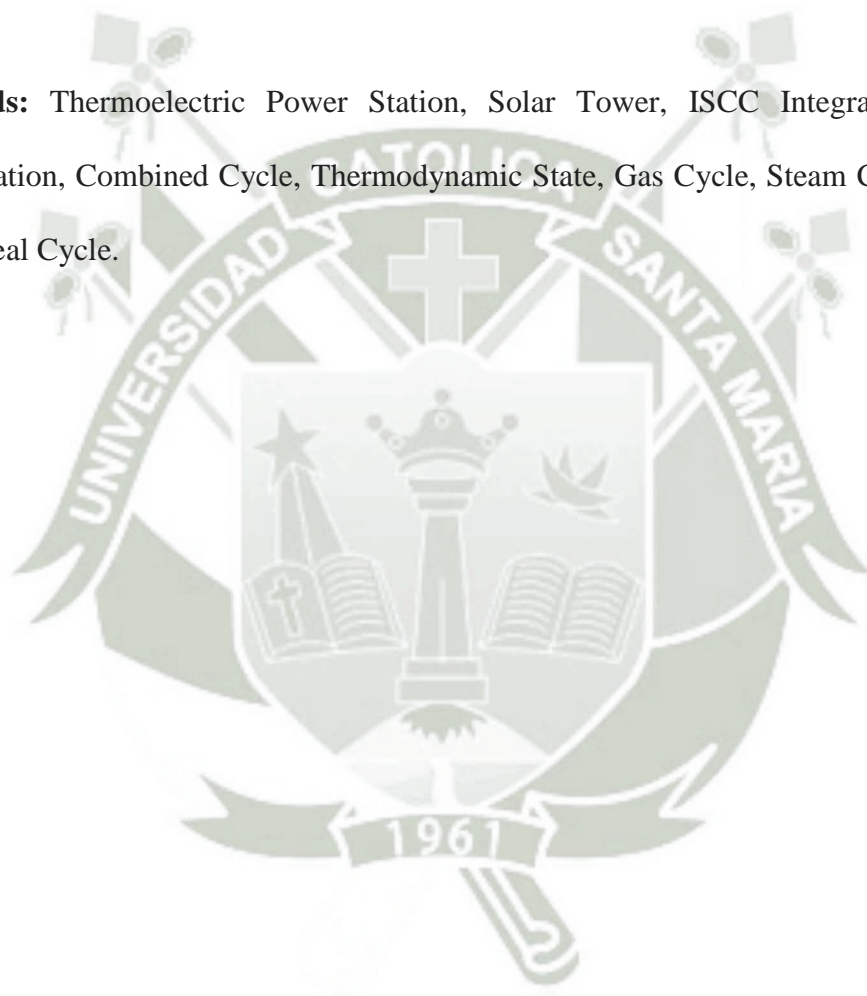
Properties of Salt $T=565^\circ\text{C}$			
Parameter	Symbology	Magnitude	Units
Density	ρ_{sal}	1730.66	Kg/m^3
Specific heat	$C_{p\text{sal}}$	1540.18	J/kg.K
Viscosity	μ_{sal}	1.14E-03	Pa.s
Thermal Conductivity Coefficient	k_{sal}	0.5535	W/m.K

Source: Self Made

In order to achieve a thermal storage capacity equivalent to 15 hours of production at full capacity, it is necessary to divert part of the heated salts to storage tanks. To the volume of salts stored must be added around 5% due to the resistive heaters that need to be installed inside the tanks to maintain the temperature of the salts. The tanks have a cylindrical geometry with dimensions calculated to decrease the surface in contact with the environment and, thus, to minimize the thermal losses and the cost of the materials.

The integration of solar steam to the heat recovery boiler with maximum efficiency is achieved by making the solar field work only as an evaporator in parallel to the high pressure evaporator of the recovery boiler. This prevents heat transmission at higher temperature differences, with the consequent reduction of irreversibility. The highest efficiency is achieved by supplying the high pressure steam from the solar installation to the HRSG high pressure evaporator stage. Subsequently, water is extracted from the medium pressure level and is used as feed water to the solar field thus closing the circuit.

Keywords: Thermoelectric Power Station, Solar Tower, ISCC Integrated Cycle, Hybridization, Combined Cycle, Thermodynamic State, Gas Cycle, Steam Cycle, Ideal Cycle, Real Cycle.



INDICE

PRESENTACION	
INTRODUCCION	
RESUMEN	
ABSTRACT	
CAPITULO I - PLANTEAMIENTO OPERACIONAL.....	1
1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA (PROBLEMA, OPORTUNIDAD)	1
1.2. DESCRIPCIÓN DE PROBLEMA.....	1
1.3. DELIMITACION DE LA INVESTIGACION	2
1.3.1. Delimitación Espacial	2
1.3.2. Delimitación Social	2
1.3.3. Delimitación Temporal	2
1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION.....	2
1.4.1. Objetivo General	2
1.4.2. Objetivos Específicos	2
1.5. HIPÓTESIS.....	3
1.6. TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	3
1.7. JUSTIFICACIÓN	3
1.7.1. Aspecto General	4
1.7.2. Aspecto Tecnológico.....	4
1.7.3. Aspecto Social.....	4
1.7.4. Aspecto Económico.....	4
1.8. DEFINICIÓN DE LAS VARIABLES.....	4
1.8.1. Variable Independiente	4
1.8.2. Variable Dependiente	5
1.9. ALCANCES.....	5
1.10. MATRIZ DE CONSISTENCIA	6
1.11. CRONOGRAMA DE OBRA (LOOKA HEAD PLANNING).....	7
2. CAPITULO II – MARCO TEORICO	9
2.1 INTRODUCCION	9
2.2 ANTECEDENTES DEL ESTUDIO.....	9
2.2.1. Características de Centrales Integradas ISCC	11
2.3 FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS	11
2.3.1. Ciclo de Potencia.....	12
2.3.2. Ciclo de Gas Ideal	12
2.3.5. Análisis Energético del Ciclo de Vapor Ideal	20

2.3.6. Ciclo Real de Vapor	21
2.3.7. Definición de Ciclos Combinados de Gas y Vapor.....	22
2.3.8. Configuraciones básicas empleadas en los ciclos combinados gas-vapor	24
2.4. DEFINICIÓN DE CENTRALES INTEGRADAS (ISCC).....	25
2.4.1. Descripción de Plantas Integradas ISCC.....	26
2.5. CONFIGURACIONES DE CENTRALES ISCC	28
2.6. CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR (HRSG).....	30
2.7. TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA CALDERA DE RECUPERACIÓN	31
2.8. VARIABLES DEL PERFIL DE TEMPERATURA.....	33
2.9. SELECCIÓN DEL PINCH, APPROACH Y OVER HEATING POINTS	34
2.9.1. Un nivel de Presión sin Recalentamiento.....	37
2.9.2. Dos Niveles de Presión sin Recalentamiento 2L.....	38
2.9.3. Dos Niveles de Presión con Recalentamiento 2LR.....	39
2.9.4. Tres niveles de Presión sin Recalentamiento 3L.....	40
2.9.5. Tres niveles de Presión con Recalentamiento 3LR	40
2.10. PLANTAS SOLARES TÉRMICAS	42
2.11. CENTRAL SOLAR TÉRMICA DE TORRE Y HELIOSTATOS	42
2.12. EL RECEPTOR	43
2.13. HELIOSTATOS.....	46
2.14. TORRE CENTRAL	47
2.15. SALES FUNDIDAS Y ALMACENAMIENTO	48
2.16. CONCEPTOS BASICOS CENTRAL DE TORRE Y HELIOSTATOS	49
2.16.1. El Recurso Solar.....	49
2.16.2. Movimiento Relativo entre Sol y Tierra.....	50
2.16.3. Coordenadas Geográficas Terrestres.....	52
2.16.4. Ángulos solares	53
2.16.5. Radiación Solar	57
3. CAPITULO III – CONDICIONES DE LUGAR.....	59
3.1. LOCALIZACION DE LA CENTRAL DE CICLO INTEGRADO.....	59
3.2. PUNTO DE DISEÑO DE LA CENTRAL INTEGRADA ISCC	66
3.3. DISTRIBUCIÓN ÓPTIMA DE LOS HELIOSTATOS.....	70
4. CAPITULO IV – CALCULOS DE INGENIERIA DEL PROYECTO.....	71
4.1. CONFIGURACION DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA	71
4.2. DISEÑO ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DEL CICLO INTEGRADO (ISCC).....	71
4.3. ESQUEMA DE PLANTA	72
4.4. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO.....	73
4.5. PARAMETROS DE DISEÑO DE LA PLANTA.....	74
4.6. PARAMETROS DE DISEÑO DEL CICLO DE GAS	75

4.7. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR	76
4.8. POTENCIA APROXIMADAS EN BORNES DEL CICLO INTEGRADO.....	77
4.9. CALCULO DE LOS FLUJOS MÁSCOS EN LA TURBINA A GAS	78
4.10. CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA.....	80
4.10.1. Para el aire.....	80
4.10.2. Agua de enfriamiento:	80
4.10.3. Para el vapor de agua:	81
4.11. CALCULO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN	81
4.11.1. Para máximo trabajo:	81
4.11.2. Para máxima eficiencia:	83
4.12. FLUJOS MÁSCOS EN EL SUBSISTEMA DE TURBINA A VAPOR	102
4.13. EFICIENCIA DEL CICLO COMBINADO	106
4.14. HRSG E INTEGRACIÓN DEL VAPOR SOLAR	111
4.15. ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DEL SISTEMA.....	112
4.15.1. Análisis Energético del Ciclo Combinado	112
4.16. DISEÑO EXERGÉTICO DEL CICLO INTEGRADO	118
4.17. DISEÑO DE LA CENTRAL DE TORRE CON HELIOSTATOS	129
4.17.1. Elementos del receptor central	129
4.17.2. Diseño del sistema del Receptor Central.....	131
4.17.3. Selección de las Dimensiones de los Tubos del Receptor.....	132
4.17.4. Velocidad de la Sal en los Tubos	132
4.17.5. Potencia Máxima Receptor	132
4.17.6. Numero de Tubos.....	135
4.17.7. Resistencias Térmicas de Conducción y Convección	136
4.17.8. Flujo Térmico de Calor	137
4.17.9. Incremento de la Temperatura en el Panel	138
4.17.10. Número de Paneles en el Receptor.....	138
4.17.11. Diámetro del Receptor	138
4.17.12. Cuadro Resumen de los parámetros del cálculo del diámetro.....	140
4.18. CALCULO DE LAS PERDIDAS POR CONVECCION Y RADIACION	141
4.18.1. Pérdidas Térmicas por Convección del Receptor.....	141
4.18.2. Pérdidas Térmicas por Radiación del Receptor.....	145
4.19. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL CAMPO DE HELIOSTATOS	160
4.19.1. MOVIMIENTOS DE LA TIERRA	160
4.19.2. Angulo Horario (ω).....	160
4.19.3. Ángulo de Declinación (δ)	162
4.19.4. ÁNGULO DE LATITUD (ϕ)	165
4.19.5. Ángulo de Altitud Solar (α)	166

4.19.6. Ángulo Cenital Solar θ_Z	167
4.19.7. Ángulo de Azimut Solar (A)	168
4.20. PUNTO DE DISEÑO CAMPO HELIOSTATOS	175
4.21. DISTRIBUCION DEL CAMPO HELIOSTATOS.....	176
4.22. ÁNGULO DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES	185
4.23. EFICIENCIA DEL SISTEMA SOLAR.....	187
4.24. POTENCIA TERMICA DISPONIBLE.....	190
5. CAPITULO V – INGENIERIA DE DETALLE.....	196
5.1. Parámetros de la simulación.....	196
5.2. Consideraciones generales para la simulación	196
5.2.1. Simplificación marco-espejo.....	196
5.2.2. Otras simplificaciones	198
5.3. Cálculo de las propiedades de sección transversal	199
5.3.1. Obtención de propiedades de sección transversal para perfil PTR y placa	199
5.3.2. Obtención de propiedades de sección transversal para perfil angular	200
5.3.3. Obtención de propiedades de sección transversal para zonas de soporte.....	202
5.4. CÁLCULO DE LA FUERZA DE ARRASTRE.....	205
5.4.1. Cálculo de la fuerza de arrastre sobre los espejos	205
5.5. RESULTADOS.....	209
5.5.1. Introducción	209
5.5.2. Caso de estudio I: Posición horizontal o de reposo.....	210
5.6. RESUMEN DE RESULTADOS	212
5.6.1. Caso de estudio III: Velocidad máxima del viento (Fuerza de arrastre)	217
5.7. DISCUSIÓN	218
5.7.1. Desplazamiento rectilíneo	218
5.7.2. Desplazamiento rotacional	219
5.8. ESFUERZOS	220
5.9. VELOCIDAD MÁXIMA DEL VIENTO.....	220
5.10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE DISEÑO	220
5.10.1. Conclusiones	220
5.10.2. Recomendación de diseño.....	220
6. COSTOS Y PLANIFICACION DEL PROYECTO	224
6.1. PROYECCION Y DEMANDA.....	224
6.2. COSTO DE INVERSIÓN.....	225
6.3. COSTOS DE COMBUSTIBLE.....	226
6.4. COMPONENTES DEL COSTO DEL GAS NATURAL.....	228
6.5. CATEGORIA INDUSTRIAL MAYOR.....	228
6.6. PRECIO DE BOCA DE POZO	229

6.7. TARIFAS DE LA RED PRINCIPAL	230
6.8. TARIFA UNICA DE DISTRIBUCION	231
6.8.1. Consumidores Independientes:	231
6.8.2. Consumidores Regulados:.....	231
6.9. FACTURACION DEL GAS NATURAL.....	233
6.10. COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	234
6.11. COSTO DEL MW.H.....	234
6.12. OBSERVACIONES.....	236
6.13. RECOMENDACIONES	238
6.14. CONCLUSIONES	240
6.15. BIBLIOGRAFIA.....	243
7. CAPITULO VIII – PLANOS Y ANEXOS.....	244
7.1. CODIGO SCRIPT DISEÑO ISCC EN MATLAB R2015.....	244
7.2. CATALOGO DE HELIOSTATOS	276



INDICE DE FIGURAS

Figura N°2.1 Ciclo de turbina de Gas Abierto.....	33
Figura N°2.2 Ciclo de turbina de Gas Cerrado.....	34
Figura N°2.3 Diagramas T-s y P-v para un ciclo de gas ideal.....	34
Figura N°2.4 Eficiencia térmica del en función de la relación de presiones.....	36
Figura N°2.5 Para valores fijos de $T_{\text{mín}}$ y $T_{\text{máx}}$	36
Figura N°2.6 Trabajo de retroceso fracción de trabajo de la turbina.....	37
Figura N°2.7 Desviación del ciclo de gas real del ciclo ideal.....	38
Figura N°2.8 Componentes del ciclo ideal de vapor.....	39
Figura N°2.9 Diagrama T-s del ciclo de vapor ideal.....	38
Figura N°2.10 Ciclo de vapor real con irreversibilidades.....	42
Figura N°2.11 Partes principales de un Ciclo Combinado.....	44
Figura N°2.12 Configuración Multi-eje 1x1.....	45
Figura N°2.13 Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1 x 1 multieje.....	46
Figura N°2.14 Esquema de una Central de Ciclo Combinado.....	49
Figura N°2.15 Planta de dos niveles con el economizador acoplado.....	50
Figura N°2.16 Planta de dos niveles de con el sobrecalentador acoplado.....	50
Figura N°2.17 Diagrama de recuperación térmica en una caldera de recuperación.....	53
Figura N°2.18 Diagrama de intercambio térmico en una caldera.....	56
Figura N°2.19: Diagrama de intercambio térmico de tres niveles de presión.....	58
Figura N°2.20: Ciclo de recuperación con un nivel de presión.....	58
Figura N°2.21: Ciclo de recuperación dos niveles de presión sin recalentamiento.....	59
Figura N°2.22: Ciclo dos niveles de presión con recalentamiento 2LR.....	60
Figura N°2.23: Ciclo de recuperación tres niveles presión sin recalentamiento 3L.....	61
Figura N°2.24: Ciclo de recuperación tres niveles de presión recalentamiento 3LR...	62
Figura N°2.25: Esquema de una CST de torre central.....	63
Figura N° 2.26: Receptor de cavidad.....	65
Figura N° 2.27: Receptor cilíndrico externo.....	66
Figura N° 2.28: Paredes –laterales del Receptor.....	66
Figura N° 2.30: Central Solar Tres Sevilla España.....	67
Figura N° 2.31: Central Solar PS 20 Sevilla España.....	67
Figura N°2.32: Movimiento relativo del sol y la tierra.....	71
Figura N° 2.33: Paralelos Meridianos y Trópicos.....	74
Figura N°2.34: Declinación solar.....	75
Figura N°2.35: Declinación solar durante el año.....	75
Figura N° 2.36: Declinación solar durante el año.....	76
Figura N°2.37: Ángulos solares α , ϕ y z	77
Figura N°2.38: Ángulos solares Z_s , ϕ y β	77
Figura N°3.1: Zonas de Simulación.....	84
Figura N°3.2: Mapa de Irradiación promedio en el Perú.....	86
Figura N°3.3: Mapa de Irradiación promedio en el Perú.....	87
Figura N°3.4: Ubicación de central integrada ISCC.....	88
Figura N°3.5: Delimitación de la central integrada ISCC.....	88
Figura N°3.6: Coordenadas de ubicación de la central integrada ISCC.....	89
Figura N°3.7 Curvas de Radiación Global horaria.....	90
Figura N° 4.1: Esquema de Planta.....	93
Figura N°4.2: Diagrama W_n espe. en función de la rc.....	102
Figura N°4.3: Diagrama W_n espe. en función de la rc.....	105
Figura N°4.4: Eficiencia (η_{cg}) y $W_{n\text{esp}}$	106

Figura N°4.5: Esquema Cámara de Combustión.....	108
Figura N°4.6: Sección de la Cámara de Combustión.....	109
Figura N°4.7: Diagrama Ciclo de Gas.....	110
Figura N°4.8: Calculo HRSG.....	124
Figura N°4.9: Rango de Selección de turbina de Gas Siemens.....	145
Figura N°4.10: Vista general de la Turbina a gas.....	145
Figura N°4.11: Vista en corte de la Turbina a gas.....	146
Figura N°: 4.12: Vista general de la Turbina a Vapor Siemens SST6-5000.....	147
Figura N°4.13: Caldera de recuperación flujo de gases horizontal.....	148
Figura N°4.14: Elementos del Receptor.....	150
Figura N°4.15: Distribución caudal de sal en el receptor.....	151
Figura N°4.16: Vista frontal del colector.....	151
Figura N°4.17: Vista corte transversal aislamiento paneles receptores.....	167
Figura N°4.18: Geometría simplificada.....	167
Figura N°4.19. Distancias significativas y flujos de calor.....	168
Figura N°4.20. Circuito térmico.....	171
Figura N°4.21. Distribución de potencia con 10MW térmicos.....	176
Figura N°4.22. Temperatura según la posición.....	176
Figura N°4.23. Distribución de potencia con 8MW térmicos.....	177
Figura N°4.24. Temperatura según la posición.....	177
Figura N°4.25. Distribución de potencia con 6 MW térmicos.....	178
Figura N°4.26. Temperatura según la posición 6 MW.....	178
Figura N°4.27. Distribución de potencia con 4MW térmicos.....	179
Figura N°4.28. Temperatura según la posición.....	179
Figura N°4.29. Distribución de potencia con 2MW.....	180
Figura N°4.30. Temperatura según la posición 2MW.....	180
Figura N°4.31. Eje está inclinado sobre el plano de la elíptica.....	181
Figura N°4.32. Ángulo horario.....	182
Figura N°4.33. Variación del ángulo horario.....	182
Figura N°4.34. Angulo declinación solar.....	184
Figura N°4.35. Ángulo de declinación y su variación anual.....	184
Figura N°4.36: Variación del ángulo de declinación en el hemisferio sur.....	186
Figura N° 4.37. Latitud de un punto.....	187
Figura N° 4.38. Paralelos a distintos ángulos de latitud.....	187
Figura N°4.39. Angulo altitud solar.....	188
Figura N°4.40. Angulo Azimut solar.....	189
Figura N°4.41: Campo de Heliostatos.....	191
Figura N°4.42: Distancia de cada anillo de heliostatos a la torre.....	192
Figura N°4.43: Separación entre anillos ΔR	193
Figura N°4.44: Número de Heliostatos por anillo.....	194
Figura N°4.45: Detalle del campo de heliostatos.....	196
Figura N° 4.46. Ubicación de los heliostatos en la primera fila.....	198
Figura N° 4.47. Angulo azimut para la primera fila del campo de Heliostatos.....	199
Figura N°4.48: Incremento de radio mínimo.....	200
Figura N° 4.49. Disposición de los Heliostatos de la segunda fila.....	200
Figura N°4.50: Disposición de los Heliostatos de la filas impares.....	201
Figura N°4.51: Cambio de sección.....	202
Figura N°4.52: Cambio ángulo azimut con el cambio de sección.....	203
Figura N°4.53: Angulo azimut para la sección 1.....	204
Figura N°4.54: Angulo azimut para la sección 2.....	204
Figura N° 4.55: Distribución campo heliostatos 2D.....	205

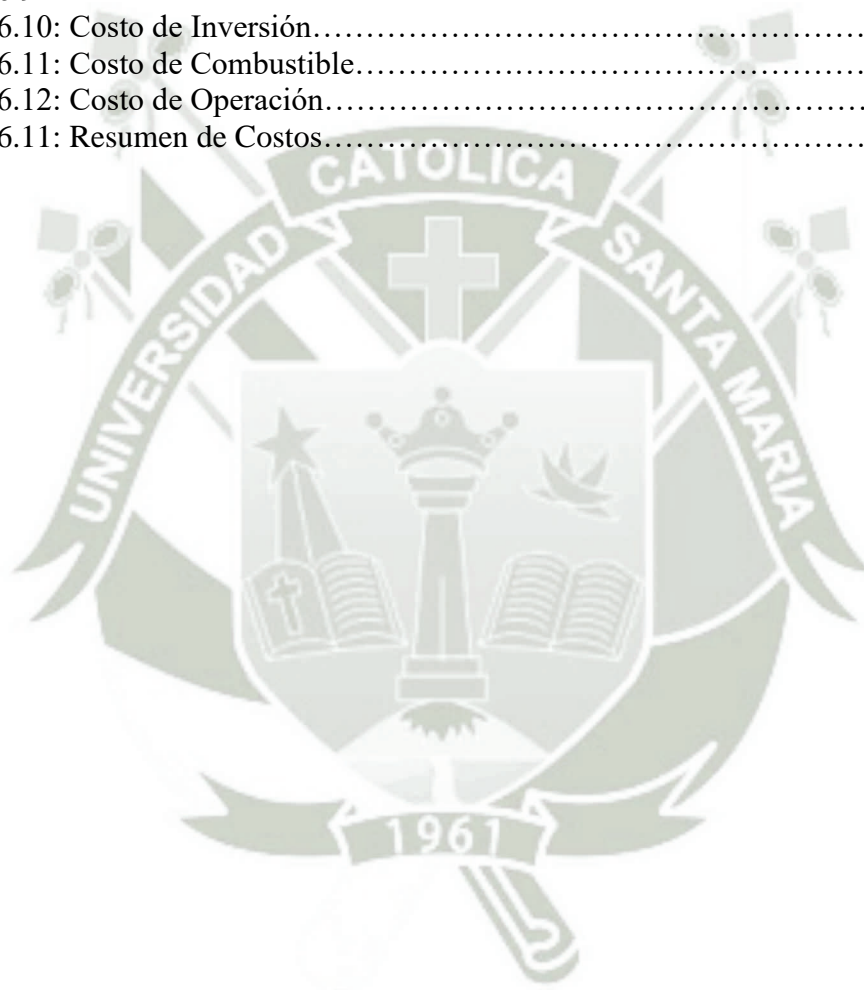
Figura N°4.56: Distribución campo heliostatos 3D.....	205
Figura N° 4.57 Vector solar incidente.....	206
Figura 4.58: Vector solar reflejado.....	207
Figura N°4.59. Eficiencia del campo de heliostatos.....	211
Figura N°4.60: Sistema de almacenamiento de sales fundidas.....	213
Figura N°5.1: Helióstato con veinticinco espejos.....	217
Figura N°5.2: Efectos del conjunto marco-espejo sobre el helióstato.....	218
Figura N°5.3: Espacio entre espejos.....	219
Figura N°5.4: Módulo de creación de perfiles.....	220
Figura N°5.5: Sistema de referencia para perfil angular.....	221
Figura N°5.6: Sección transversal propuesta.....	223
Figura N°5.7: Visualización previa a la simulación.....	231
Figura N°5.8: Magnitud de desplazamiento para caso de estudio II.....	232
Figura N°5.9: Peor esfuerzo en valor absoluto para caso de estudio II.....	232
Figura N°5.10: Peor deformación en valor absoluto para caso de estudio II.....	232
Figura N°5.11: Magnitud de la fuerza de reacción para el caso de estudio II.....	233
Figura N°5.12: Arco en dirección X Y y Z.....	240
Figura N°5.13: Rotación alrededor del eje.....	240
Figura N°6.1: Consumo de Energía Eléctrica Percapita.....	245
Figura N°6.2: Participación del sector Público y Privado en el Mercado Eléctrico..	246
Figura N°6.3: Composición del Precio Final de Gas Natural.....	249
Figura N°6.4: Red Principal de transporte de Camisea.....	251
Figura N°6.5: Red Principal de transporte de Camisea.....	251
Figura N°6.6: Grafico de los porcentajes de costos.....	256



INDICE DE TABLAS

Tabla N°2.1 Centrales de Ciclo Combinado con Colectores Solares.....	32
Tabla N°2.2: Solsticios y Equinoccios en Arequipa.....	72
Tabla N°3.1: Ubicación geográfica.....	82
Tabla N°3.2: Valores de las principales variables climáticas.....	83
Tabla N°3.3: Coordenadas de las zonas de simulación establecidas.....	83
Tabla N°3.4: Hora de salida del sol (HS).....	84
Tabla N°3.5: Valores de transmisividad y heliofonia relativa.....	85
Tabla N°3.6 Radiación Global horaria.....	90
Tabla N°4.1: Parámetros de Diseño del Ciclo de Gas.....	96
Tabla N°4.2: Parámetros de Diseño del Ciclo de Vapor.....	97
Tabla N°4.3: Potencias Aproximadas.....	98
Tabla N°4.4: Composición del Gas Natural y valores de <i>PCI</i>	100
Tabla N°4.5: Propiedades de los estados para el ciclo de gas en EES.....	111
Tabla N°4.6: Propiedades Termodinámicas de los estados.....	122
Tabla 4.7: Índices energéticos del sistema de Ciclo Combinado.....	138
Tabla 4.8: Resultados del análisis exerético del ciclo combinado.....	142
Tabla 4.9 se muestran los datos técnicos de la turbina a gas.....	146
Tabla 4.10 se muestran los datos técnicos de la turbina de vapor.....	147
Tabla 4.11 Datos Técnicos del HRSG.....	149
Tabla 4.12: Propiedades de la Sal temperatura 565°C.....	152
Tabla N°4.13: Coeficiente conductividad térmica tubo.....	152
Tabla N°4.14: Dimensiones de los tubos del recepto.....	153
Tabla N°4.15: Valores de temperaturas y Potencia de diseño.....	153
Tabla N°4.16: Tabla Irradiación/Radiación.....	154
Tabla N°4.17 Parámetros calculo diámetro.....	159
Tabla N°4.18 Propiedades del aire.....	162
Tabla N°4.19 Valores de Emisividades.....	171
Tabla N° 4.20 Días de especial interés solar.....	183
Tabla N°4.21 Tabla de conversión Fecha-Número de día.....	185
Tabla N°4.22: Datos de diseño de campo de Heliostatos.....	194
Tabla N°4.23: Punto de diseño del campo de Heliostatos.....	196
Tabla N°4.24: Datos del Tanque de Almacenamiento.....	216
Tabla N°5.1: Valores de la Sección Transversal.....	220
Tabla N°5.2: Resumen de propiedades de catálogo para perfil angular.....	221
Tabla N°5.3: Valores de resistencia torsional.....	222
Tabla 5.4: Resumen de propiedades para perfil angular.....	223
Tabla 5.5: Propiedades obtenidas.....	223
Tabla 5.6: Dimensiones de zonas de soporte.....	224
Tabla 5.7: C2máx y C3máx para zonas de soporte.....	224
Tabla N°5.8: Resistencia torsional de soleras.....	226
Tabla N°5.9: Resistencia torsional para las zonas de soporte.....	226
Tabla N°5.10: Resumen de propiedades para zonas de soporte.....	226
Tabla N°5.11: Valores de viscosidad cinemática.....	227
Tabla N°5.12: Magnitud de la fuerza de reacción.....	233
Tabla N°5.13: Desplazamiento Rotacionales.....	234
Tabla N°5.14: Esfuerzos en la dirección Axial.....	234
Tabla N°5.15: Deformaciones para cada una de las Direcciones.....	235
Tabla N°5.16: Fuerza para cada Elemento.....	235

Tabla N°5.17: Momento para cada Elemento.....	236
Tabla N°5.18: Fuerzas para cada estudio.....	237
Tabla 5.19: Momentos para cada estudio.....	238
Tabla 5.20: Axial y Flexión para cada estudio.....	242
Tabla 5.21: Axial y flexión para cada estudio.....	242
Tabla N°6.1: Precios en (US\$/MMBTU).....	247
Tabla N°6.2: Precios del Gas Natural Pagados por el generador eléctrico.....	248
Tabla N°6.3: Precio del Gas Natural (US\$/MMBTU).....	250
Tabla N°6.4: Precio del Gas Natural consumidor (US\$/MMBTU).....	250
Tabla N°6.5: Rangos de consumo por categoría (m3/mes).....	252
Tabla N°6.6: Tarifas Únicas de Distribución (US\$/MMBTU).....	253
Tabla N°6.7: Factores de Actualización/2016.....	253
Tabla N°6.8: Tarifas Únicas de Distribución a Diciembre 2015.....	254
Tabla N°6.9: Datos de Planta.....	255
Tabla N°6.10: Costo de Inversión.....	255
Tabla N°6.11: Costo de Combustible.....	255
Tabla N°6.12: Costo de Operación.....	256
Tabla N°6.11: Resumen de Costos.....	256





CAPITULO I - PLANTEAMIENTO OPERACIONAL

1.1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA (PROBLEMA, OPORTUNIDAD)

En los últimos años la falta de inversión y planificación a largo plazo de proyectos de generación eléctrica que suministren energía al sistema eléctrico interconectado nacional SEIN, amenazan con frustrar importantes proyectos de inversión vitales para asegurar el crecimiento económico del país, el Perú es vulnerable en materia energética debido a la falta de un programa global en todo el sistema energético, hoy en día la demanda del país es de 5000 MW pero si nosotros como país queremos seguir creciendo a tasas sobre el 7% anuales implica que la demanda eléctrica se duplicara en los siguientes 10 años , el desarrollo que el país tendría puede ser frenado por falta de energía eléctrica. En este último punto se enfocara el trabajo de investigación propuesto, planteando el diseño de una central termoeléctrica que utilice gas natural en su ciclo de gas y que integre tecnología de colectores solares cilíndricos parabólicos y sales fundidas que aporte calor en el generador de vapor.

1.2. DESCRIPCIÓN DE PROBLEMA

El siguiente tema de investigación estudia y evalúa las condiciones de lugar impacto ambiental y mercado para conformar los requerimientos de diseño, teniendo como base estas condiciones se buscara una solución adecuada que energía de forma limpia, renovable, eficiente y con viabilidad económica que suministre y abastezca de energía, al mercado local y al sistema interconectado nacional SEIN como central de carga media. La energía solar es un recurso renovable y prácticamente ilimitado e independiente de variación de precios y crisis económicas lo que afecta en mayor medida a otros combustibles derivados del petróleo.

1.3. DELIMITACION DE LA INVESTIGACION

1.3.1. Delimitación Espacial

La presente investigación se realizó en el distrito de la Joya provincia de Arequipa departamento de Arequipa.

1.3.2. Delimitación Social

La población y empresas locales son los beneficiados directa o indirectamente con la generación de electricidad a partir del uso de energías limpias a precios competitivos en el mercado energético.

1.3.3. Delimitación Temporal

La presente investigación se realizó entre los meses de julio a diciembre del año 2017.

1.4. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION

1.4.1. Objetivo General

- a) Diseño conceptual de una central termoeléctrica de ciclo combinado con tecnología de torre con receptor central integrado (Integrated Solar Combined Cycle, ISCC) utilizando sales fundidas como fluido caloportador, acoplado al generador de vapor, para generación de electricidad en el complejo energético del sur del país, haciendo uso de gas natural y energía solar.

1.4.2. Objetivos Específicos

- a) Diseño del ciclo de gas, vapor para la potencia requerida así como el cálculo térmico que permita evaluar el efecto que tienen diversos parámetros de operación mediante un análisis de los procesos de transferencia de calor presentes en la generación renovable de electricidad.
- b) Dimensionamiento y selección de equipos principales como turbina de vapor, caldera de recuperación de calor, condensador, generador, bombas de recirculación, receptor de torre y heliostatos.

- c) La central térmica solar debe ser eficiente y técnicamente viable.
- d) Lograr un precio de generación competitivo en el mercado local.
- e) Aprovechar el potencial de radiación solar presente en la región Arequipa generando energía renovable.
- f) Contribuir al desarrollo sostenible de la región Arequipa utilizando formas alternativas de energía.
- g) Ser un referente en el uso de energías limpias para el diseño de centrales térmicas solares y contribuir al cuidado del medio ambiente.

1.5. HIPÓTESIS

- a) Abastecimiento de la demanda local de energía eléctrica para nuevos proyectos de inversión.
- b) Aprovechar el potencial de radiación solar presente en la región Arequipa.
- c) Incentivar al uso de energía limpias para la generación de energía eléctrica.

1.6. TIPO DE INVESTIGACIÓN

El tipo de investigación es experimental debido a que se manipularán una o más variables independientes, se medirá el efecto de la variable independiente sobre la dependiente y se validará la situación experimental.

1.7. JUSTIFICACIÓN

- a) El proyecto de tesis propone satisfacer la demanda de suministro eléctrico en la región Arequipa haciendo uso de energías renovables limpias.
- b) Aprovechar el potencial energético proveniente del sol con el que cuenta la región Arequipa reduciendo la dependencia de energías fósiles el cual es un recurso limitado a pesar del desarrollo de nuevas tecnologías que permitan encontrar yacimientos que anteriormente no eran tecnológicamente accesibles.

1.7.1. Aspecto General

- a) El uso de tecnología termo solar a diferencia de otras tecnologías de generación fluyentes como la fotovoltaica o la eólica, es gestionable mediante sistemas de almacenamiento térmico o hibridación.

1.7.2. Aspecto Tecnológico

- a) Emplear tecnologías de integración solar en plantas de ciclo combinado (ISCC) aprovechando el potencial solar de la región.
- b) Renovar la matriz energética reemplazando las energías fósiles con el uso de energías renovables.

1.7.3. Aspecto Social

- a) Cubrir la demanda de energía para nuevos proyecto de inversión y electrificación rural.

1.7.4. Aspecto Económico

- a) Son las centrales más baratas de construir (teniendo en cuenta el precio por megavatio instalado), especialmente las de carbón, debido a la simplicidad (comparativamente hablando) de construcción y la energía generada de forma masiva.

1.8. DEFINICIÓN DE LAS VARIABLES

1.8.1. Variable Independiente

- a) Déficit de energía eléctrica para el abastecimiento de proyectos de inversión.
- b) Demanda de energía eléctrica en la región Arequipa.
- c) Niveles de radiación solar en la ubicación del proyecto.
- d) Financiamiento para la ejecución del proyecto.
- e) Costo del kWhr en el mercado energético local.
- f) Venta del kWhr a precios competitivos.

1.8.2. Variable Dependiente

- a) Productividad en la generación de energía eléctrica a partir de recursos renovables.
- b) Rentabilidad del proyecto

1.9. ALCANCES

El diseño de la central solar termoeléctrica se desarrollara en el rango de ingeniería de conceptual para identificar la viabilidad técnica y económica del proyecto y marcar la pauta para el desarrollo de la ingeniería de detalle del sistema de captación a partir de concentradores cilíndrico parabólicos, no se analizará la optimización de la central ni la mejora continua debido a que se requiere un análisis a detalle de los costos de Kilowatt-hora generados en comparación con la eficiencia de la central. El siguiente trabajo de investigación estará limitado por los recursos disponibles tiempo y extensión propia de una tesis profesional de ingeniero.

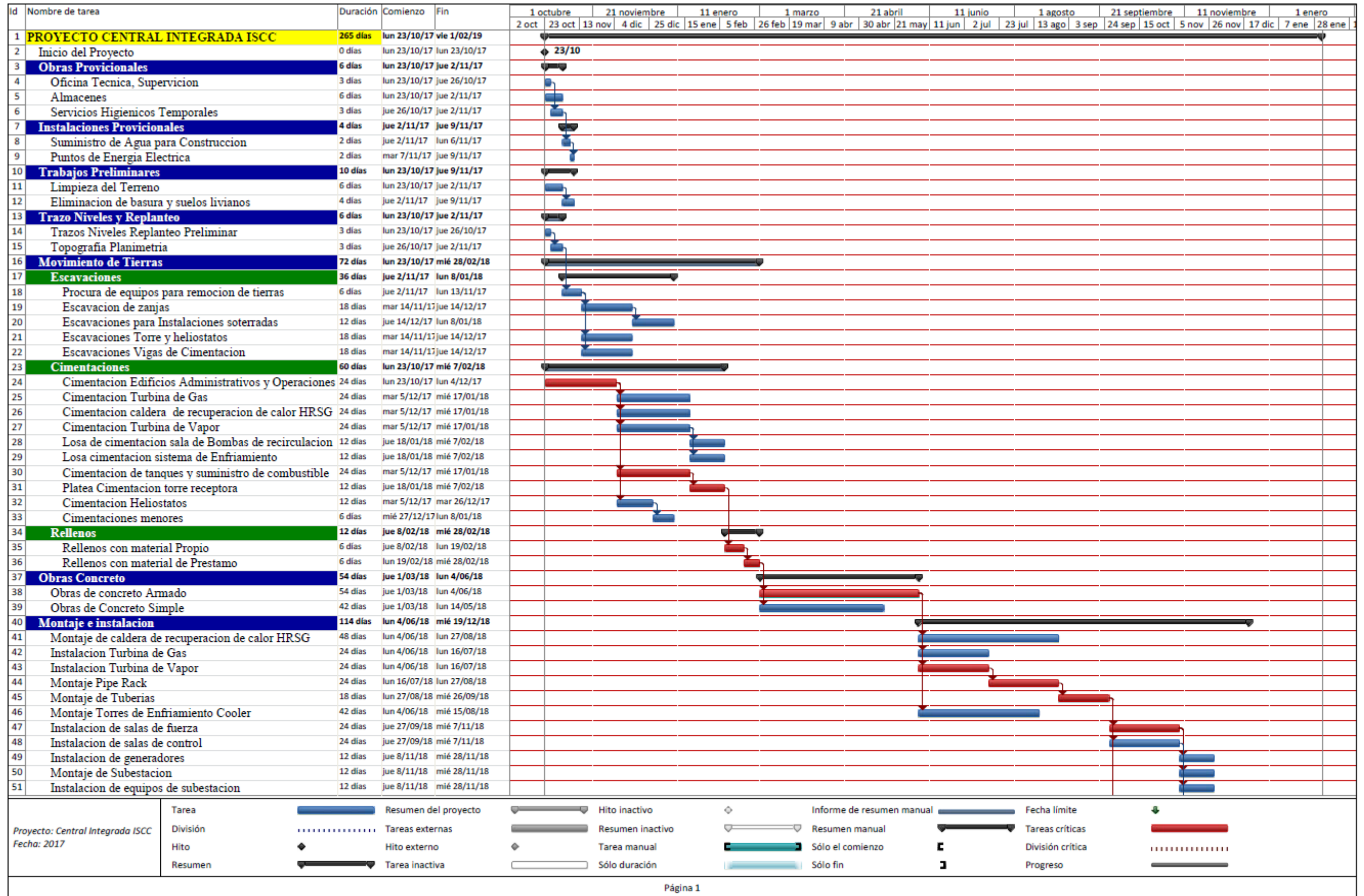
En este trabajo de investigación se tendrá específicamente como alcance lo siguientes puntos:

- a) Diseño y cálculo de los procesos de transferencia de calor y evaluar el efecto que tienen diversos parámetros de operación mediante su análisis.
- b) Selección dimensionamiento y especificaciones de los equipos principales como turbina de vapor, generador, condensador, desgasificador y bombas de recirculación.
- c) Selección del fluido caloportador mediante simulación por elementos finitos FEA de su comportamiento a lo largo del tubo receptor.
- d) Selección de tuberías, materiales, diámetros, espesores y aislamiento.
- e) Diagramas de proceso.
- f) Estimación del costo de inversión, operación, mantenimiento y costo de producción del kWhr.

1.10. MATRIZ DE CONSISTENCIA

MATRIZ DE CONSISTENCIA						
TITULO	FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES $y = f(x)$		DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN
DISEÑO DE UNA CENTRAL TERMoeLECTRICA HIBRIDA CON TECNOLOGIA DE INTEGRACION SOLAR EN CICLO COMBINADO (ISCC) UTILIZANDO SALES FUNDIDAS COMO FLUIDO CALOPORTADOR EN LA REGION AREQUIPA	PROBLEMA GENERAL :	OBJETIVO GENERAL:	HIPOTESIS PRINCIPAL:	VARIABLE DEPENDIENTE (y):	INDICADORES	Explicativa, descriptiva y operativa.
	¿Diseñando una central termoelectrica de ciclo combinado con tecnologia de integracion solar se lograra abastecer la demanda de energia electrica para los proximos años en la region Arequipa?	Diseñar una central termoeléctrica de ciclo combinado integrada a una central solar de torre con heliostatos (Integrated Solar Combined Cycle, ISCC) utilizando sales fundidas como fluido caloportador, para generación de electricidad en el complejo energético del sur del país, haciendo uso de gas natural y energía solar.	Al proponer el diseño de una central termoelectrica integrada e implementarla se lograra abastecer la demanda de energia electrica.	Rentabilidad de la central integrada (ISCC): indice que mide la relacion entre utilidades o beneficios y la inversion o los recursos obtenidos (VAN, TIR)	<ul style="list-style-type: none"> • Costo de inversión (US\$/MWh) • Costo de mantenimiento y operación (US\$/MWh) • Costo de combustible (US\$/MWh) 	
PROBLEMAS ESPECÍFICOS:		OBJETIVOS ESPECÍFICOS:	HIPOTESIS ESPECÍFICAS:	VARIABLE INDEPENDIENTE (x):	INDICADORES	
¿Con la propuesta del diseño energetico y exergetico de la central integrada se obtendra la potencia demandada ?	Diseño energetico y exergetico del ciclo de gas , ciclo de vapor y central solar de torre con heliostatos integrada, acorde a la potencia demandada	Aprovechar el potencial de radiación solar presente en la región Arequipa. Incentivar al uso de energía limpias para la generación de energía eléctrica.	• Demanda de energía eléctrica (kWhr). • Nivel de radiación solar en el punto de diseño (irradiancia W/m2)	• Consumo de energía per cápita (KW/hab) • Tasa de electrificación (%) • Potencia instalada (MW) • Demanda máxima del sistema (MW)		
¿Con la selección adecuada del punto de diseño se tendra un diseño de central eficiente?	Selección del punto de diseño en una ubicación propicia con un buen recurso solar, dimensionando la central para un día representativo del año.					
¿ Con la dimension y selección de los equipos se lograrara diseñar la central termoelectrica integrada ?	Dimensionar y seleccionar los equipos principales como turbina de gas, turbina de vapor, generador sincrónico, caldera de recuperacion de calor, condensador, desgasificador, bombas de recirculación y heliostatos.					
¿La central termoelectrica diseñada sera tecnicamente viable y eficiente?	La central términoelectrica diseñada sera técnicamente viable y eficiente					
¿Se podra alcanzar un precio de generacion competitivo con el diseño resultante de la central termoelectrica?	Realizar una analisis economico y rentable del diseño resultante para lograr un precio de generación competitivo en el mercado local.					
¿ Se aprovechara el potencial de radiacion solar que tiene la region?	Aprovechar el potencial de radiación solar y contribuir al desarrollo sostenible de la región.					

1.11. CRONOGRAMA DE OBRA (LOOK AHEAD PLANNING)



Id	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin	1 octubre		21 noviembre		11 enero		1 marzo		21 abril		11 junio		1 agosto		21 septiembre		11 noviembre		1 enero	
					2 oct	23 oct	13 nov	4 dic	25 dic	15 ene	5 feb	26 feb	19 mar	9 abr	30 abr	21 may	11 jun	2 jul	23 jul	13 ago	3 sep	24 sep	15 oct	5 nov
52	Tendido de líneas de Transmision	24 días	jue 8/11/18	mié 19/12/18																				
53	Instalacion de Transformadores	12 días	jue 8/11/18	mié 28/11/18																				
54	Instalacion de puestas a tierra y acometidas	12 días	jue 29/11/18	mié 19/12/18																				
55	Instalacion de equipos auxiliares	12 días	jue 29/11/18	mié 19/12/18																				
56	Instalacion de Equipo de Proteccion	12 días	jue 29/11/18	mié 19/12/18																				
57	Instalacion de Equipos de Instrumentacion y Control	18 días	jue 8/11/18	lun 10/12/18																				
58	Montaje de Haliostatos	24 días	jue 27/09/18	mié 7/11/18																				
59	Ensayos y Calibracion de Equipos	18 días	lun 10/12/18	mié 9/01/19																				
60	Pruebas Hidraulicas	12 días	jue 20/12/18	mié 9/01/19																				
61	Pruebas Mecanicas	12 días	jue 20/12/18	mié 9/01/19																				
62	Pruebas Electricas	6 días	jue 20/12/18	lun 31/12/18																				
63	Pruebas de los sistemas de Instrumentacion y Control	12 días	lun 10/12/18	lun 31/12/18																				
64	Lanzamiento y puesta en marcha de la planta	13 días	jue 10/01/19	vie 1/02/19																				
65	Medicion de la eficiencia de Central	6 días	jue 10/01/19	lun 21/01/19																				
66	Medicion de potencia de la Central	6 días	lun 21/01/19	mié 30/01/19																				
67	Calibracion	6 días	lun 21/01/19	mié 30/01/19																				
68	Entrega del Proyecto	1 día	jue 31/01/19	vie 1/02/19																				
69	FIN DEL PROYECTO	0 días	jue 10/01/19	jue 10/01/19																				◆ 10/01

Proyecto: Central Integrada ISCC
Fecha: 2017

Tarea		Resumen del proyecto		Hito inactivo		Informe de resumen manual		Fecha límite	
División		Tareas externas		Resumen inactivo		Resumen manual		Tareas críticas	
Hito		Hito externo		Tarea manual		Sólo el comienzo		División crítica	
Resumen		Tarea inactiva		Sólo duración		Sólo fin		Progreso	

CAPITULO II – MARCO TEORICO

2.1 INTRODUCCION

La energía juega un papel fundamental en el desarrollo social y económico de los países. Entonces un mayor desarrollo económico de una nación implica necesariamente un crecimiento en su consumo de energía. Como se sabe, el cambio climático global es la mayor amenaza que enfrenta la vida de hoy en día. Los científicos advierten que si aumenta la temperatura global más de 2°C en relación con los niveles preindustriales, estaremos generando un cambio climático catastrófico y desencadenando procesos que provocarán la liberación de más emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) (Greenpeace, 2013). La principal causa de este fenómeno es la concentración desmedida de GEI en la atmósfera, derivada de la quema excesiva de combustibles fósiles (petróleo, carbón y gas) y de la deforestación. Teniendo en consideración el problema del calentamiento global, es que en los últimos años se han añadido elementos de captación de energía renovable a las fuentes de generación de energía convencionales ya existentes como las plantas de ciclo combinado, estos dispositivos son los colectores solares integrados o heliostatos (ISCC por su sigla en inglés: Integrated Solar Combined Cycle). Las plantas ISCC híbridas o plantas integradas, se construyen integrando una planta solar a una planta de ciclo combinado convencional (CC). Sin embargo, no se conoce cuál es la fracción económicamente óptima de energía que debe aportar la central solar a la central de ciclo combinado.

2.2 ANTECEDENTES DEL ESTUDIO

La primera planta de generación de energía eléctrica que integra una planta de ciclo combinado con una de colectores solares distribuidos (DSC: Distributed Solar Collector), fue construida en la localidad de HassiR'mel en Argelia (Behar, et al., 2011). Ésta planta está compuesta por un generador de ciclo combinado de 300 MW de potencia y una planta solar

de 20MW de potencia. Esta última corresponde a un campo de colectores solares distribuidos que ocupa un terreno de aproximadamente 180 mil metros cuadrados por los que, a través de un tubo, circula un aceite térmico (Heat Transfer Fluid, HTF) que ingresa al campo de colectores a una temperatura de 293°C y sale a 393°C. Existe otra planta de este tipo en funcionamiento que se ubica en Marruecos en la localidad de At Ain Beni Mathar (Aftzoglou, 2011). Egipto cuenta con una planta de 150MW de potencia totales, con un aporte solar de 20 MW de potencia, en Irán se cuenta también con una planta de 467 MW y 20 MW de potencia de aporte solar. Debido a que este tipo de tecnología es relativamente nueva, se han realizado diversos estudios técnicos y económicos para evaluar la factibilidad de este tipo de plantas. Hosseini et al. (2005) realizó una evaluación económica y técnica de una planta ISCC ubicada en Irán. En ese trabajo se evaluó la eficiencia térmica y el factor de capacidad de la planta, definido como la razón entre la energía anual producida y la máxima energía anual que se puede producir. Se evaluó además las consideraciones ambientales por medio de la disminución de las emisiones de CO₂, la inversión económica, el costo de combustible y otros parámetros. El estudio realizado incluye el valor actual neto de dos alternativas de tecnologías de concentración solar, los colectores solares distribuidos y la torre de concentración solar. Los autores determinan además el costo incremental de agregar una planta solar a una planta base de ciclo combinado y los costos nivelados de producción de electricidad para la planta ISCC y la planta solar. En ambos estudios se concluye que el proyecto de construcción de una planta integrada provee beneficios ambientales y económicos para la generación de energía eléctrica. A continuación en la Tabla N°2.1 describimos las características más importantes de las centrales de ciclo combinado con integración solar que existen en el mundo.

1.13.1. Características de Centrales Integradas ISCC

A continuación mostramos las características principales de las centrales integradas que están en operación actualmente en el mundo.

- a. Concentración de la energía solar por Heliostatos (CSP, concentrating solar power)
- b. Ciclo Combinado (CC, combined cycle)

Tabla N°2.1: Centrales de Ciclo Combinado con Colectores Solares Integrados (Integrated Solar Combined Cycle, ISCC)

Centrales de Ciclo Combinado con Colectores Solares Integrados ISCC								
Nombre	Localización	Tecnología	Potencia CC (MW)	Potencia del CSP (MW)	Extensión del campo solar (ha)	Numero de colectores	Estado	Cliente
Martin Next Generation	Florida (USA)	Híbrida Ciclo combinado(4 turbinas de gas y una turbina de vapor) + colector solar	1075	75	202	--	En operación desde 2010	Florida Power & Light Company (FPL)
Palmdale	California (USA)	Híbrida Ciclo combinado(2 turbinas de gas y una turbina de vapor) + colector solar	520	50	152	--	En operación desde 2011	Inland Energy
Agua Prieta	Sonora(México)	Híbrida Ciclo combinado + colector solar	464.4	14	60	104	En operación desde 2013	Comisión Federal de Electricidad
Ain Beni Mathar	Jerada(Marruecos)	Híbrida Ciclo combinado + colector solar	470	20	18	--	En operación desde 2010	ONE(Office National Electricité
kuraymat	Cairo (Egipto)	Híbrida Ciclo combinado + colector solar	120	20	13	160	En operación desde 2011	NREA
Hassi R'Mel	Hassi R'me(Argelia)	Híbrida Ciclo combinado + colector solar	150	25	18	224	En operación desde 2011	Abener
Yazd	Yazd(Irán)	Híbrida Ciclo combinado + colector solar	450	17	--	--	En operación desde 2010	Fichtner Solar

Fuente: opex-energy.com

2.3 FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS

En este capítulo del proyecto se abordarán los conceptos básicos de la termodinámica, necesarios para comprender la modelización del ciclo combinado integrado, así como las variables del proyecto, para ello se explica los distintos ciclos de potencia que aparecen en el ciclo combinado, y en el ciclo de vapor de la planta solar de torre con heliostatos.

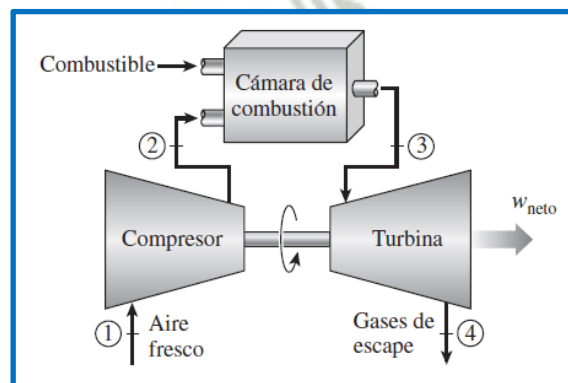
1.14.1. Ciclo de Potencia

Un ciclo termodinámico de potencia consisten en una serie de procesos termodinámicos idealizados en donde se desprecian pérdidas por transferencia de calor, fricción y tiempo para establecer condiciones de equilibrio, en estos ciclos se producen transformaciones termodinámicas, pero al final se alcanza el estado inicial. Durante los procesos termodinámicos el calor neto comunicado al sistema es igual al trabajo neto realizado por el mismo. Este funcionamiento cíclico es la idea de partida de cualquier máquina térmica. El ciclo con mayor eficacia posible fue desarrollado por el francés Nicolás Carnot, este es un ciclo teórico y reversible, ya que en realidad sería imposible alcanzar esas condiciones de reversibilidad, sin embargo es interesante mencionarlo, ya que nos informa sobre cuál sería la eficiencia máxima de una máquina térmica.

1.14.2. Ciclo de Gas Ideal

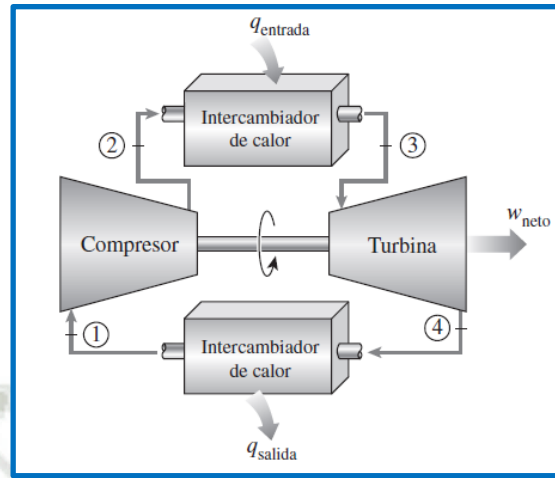
En un ciclo de una turbina de gas, se usa distinta maquinaria para los diversos procesos del ciclo. Inicialmente el aire se comprime adiabáticamente en un compresor rotatorio axial o centrífugo. Al final de este proceso, el aire entra a una cámara de combustión en la que el combustible se inyecta y se quema a presión constante. Los productos de la combustión se expanden después al pasar por una turbina, hasta que llegan a la presión de los alrededores.

Figura N°2.1: Ciclo de turbina de Gas Abierto



Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

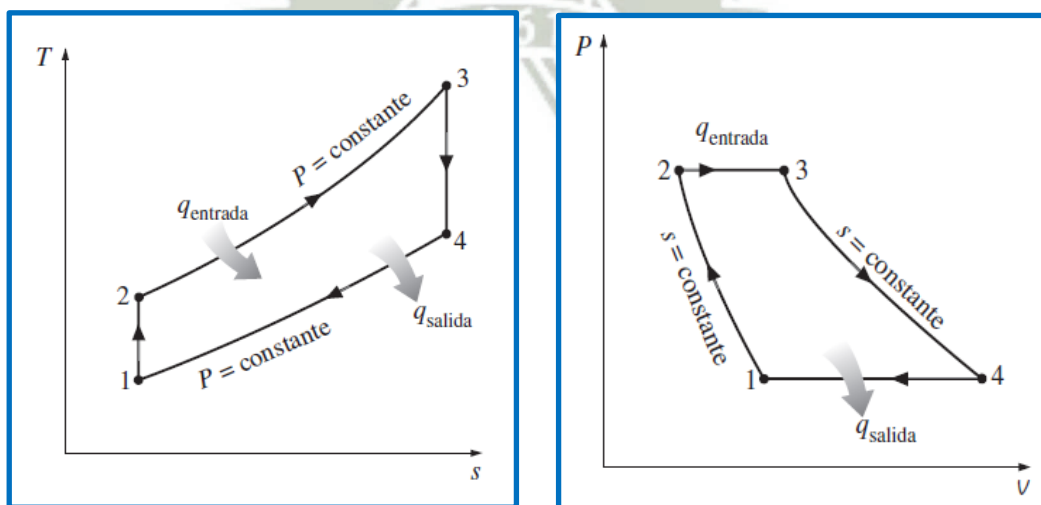
Figura N°2.2: Ciclo de turbina de Gas Cerrado



Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

- 1-2 Compresión Isoentropica (Compresor): donde el aire es tomado del medio ambiente y comprimido en el compresor.
- 2-3 Adición de calor a presión constante: En la cámara se quema combustible que produce una reacción exotérmica, elevando el contenido energético de los gases, que son los productos de la combustión.
- 3-4 Expansión Isoentropica (Turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante

Figura N°2.3: Diagramas T-s y P-v para un ciclo de gas ideal



Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

En la Figura N°2.3 se muestran los diagramas T-s y P-v de un ciclo de gas ideal los cuatro procesos se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, cuando los cambios de energías cinética y potencial son insignificantes el balance de energía para un proceso de flujo estacionario puede expresarse, por unidad de masa como:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada} \quad (\text{Ecu. 2.1})$$

La transferencia de calor desde y hacia el fluido de trabajo es:

$$q_{entrada} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (\text{Ecu. 2.2})$$

$$q_{salida} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1) \quad (\text{Ecu. 2.3})$$

La eficiencia térmica del ciclo de gas ideal suponiendo aire estándar frío se calcula como de la siguiente manera:

$$\eta_{termica} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad (\text{Ecu. 2.4})$$

$$\eta_{termica} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (\text{Ecu. 2.5})$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isoentropicos por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$ por lo tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} = \left[\frac{P_3}{P_4} \right]^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (\text{Ecu. 2.6})$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la fórmula de eficiencia térmica y simplificando se obtiene:

$$\eta_{termica} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \quad (\text{Ecu. 2.7})$$

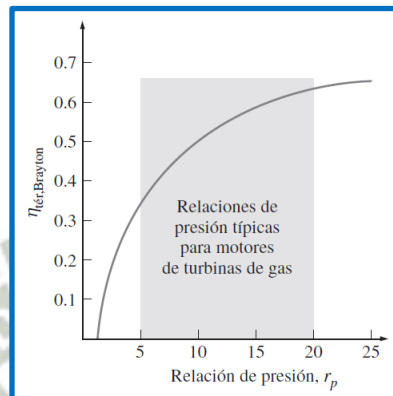
Donde:

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{Ecu. 2.8})$$

Es la relación de presiones y k es la relación de calores específicos, en la Ecu (2) bajo las condiciones de aire estándar frío la eficiencia térmica del ciclo de gas ideal depende de la

relación de presiones de la turbina de gas y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo, la eficiencia térmica aumenta cuando k y r_p aumentan. La grafica eficiencia térmica contra la relación de presión se muestra en la siguiente Figura N°2.4 para $k=1.4$, que es el valor de la relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

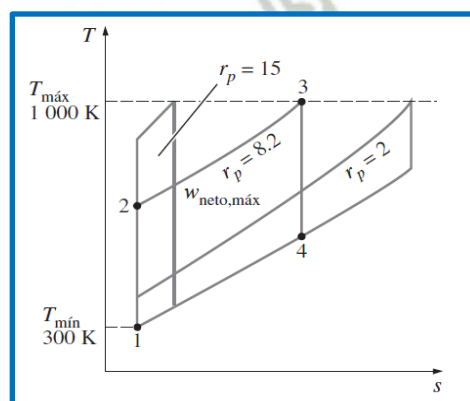
Figura N°2.4: Eficiencia térmica del en función de la relación de presiones



Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

En el ciclo la temperatura más alta del ciclo se presenta al final del proceso de combustión (estado 3) y está limitada por la temperatura máxima que pueden resistir los alabes de la turbina. Esto también limita las relaciones de presiones que pueden utilizarse en el ciclo. Para una temperatura de entrada fija de la turbina T_3 , la salida de trabajo neto por ciclo aumenta con la relación de presiones, alcanza un máximo y después empieza a disminuir, como se observa en la Figura N°2.5.

Figura N°2.5: Para valores fijos de $T_{mín}$ y $T_{máx}$



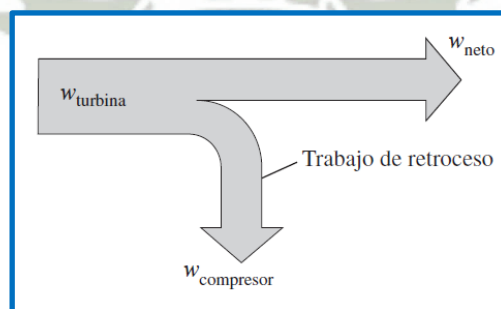
Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

Con una menor salida de trabajo por ciclo se necesita una tasa de flujo másico más grande y por lo tanto un sistema mayor, para mantener la misma salida de potencia, lo cual no es económico. En muchos diseños comunes la relación de presión de turbinas de gas varía de 11 a 16. El aire en la turbina de gas cumple con dos funciones importantes:

- Suministrar el oxidante necesario para la combustión y servir como refrigerante para mantener la temperatura de diversos componentes internos de la turbina como los alabes dentro de límites seguros.
- Extraer más aire del necesario para la combustión completa del combustible.

En las centrales de generación eléctrica que utilizan turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina de gas se denomina relación del trabajo de retroceso, y es de un valor alto porque más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina son bajas. Esto contrasta considerablemente con las centrales de generación eléctrica de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje.

Figura N°2.6: Trabajo de retroceso fracción de trabajo de la turbina que se emplea para accionar el compresor



Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

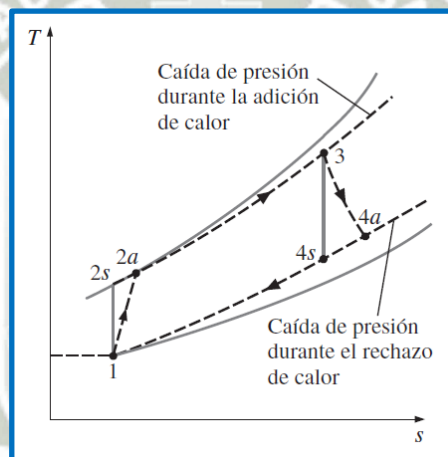
Una central de generación eléctrica de turbina de gas, con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía

adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor que para la misma salida de potencia neta.

1.14.3. Ciclos Reales de Turbina de Gas

La diferencia entre el ciclo real y el ciclo ideal de gas son las irreversibilidades de los ciclos reales, los procesos de suministro y rechazo de calor no son completamente isobaricos debido a una disminución de presión y los de expansión y compresión tampoco son completamente a entropía constante como se puede mostrar en el diagrama T-s.

Figura N°2.7: Desviación del ciclo de gas real del ciclo ideal debido a irreversibilidades



Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

Más importante aún es que la entrada de trabajo real al compresor será mayor y la salida de trabajo real de la turbina será menor debido a irreversibilidades. La desviación del comportamiento real del compresor y la turbina del comportamiento isoentrópico idealizado puede tomarse en cuenta con precisión si se utilizan las eficiencias isoentrópicas de la turbina y el compresor, definidas como:

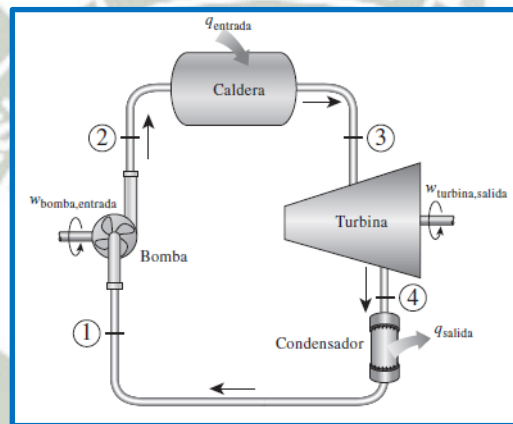
$$\eta_c = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (\text{Ecu. 2.9})$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{Ecu. 2.10})$$

1.14.4. Ciclo de Vapor Ideal

El ciclo de vapor es el ciclo de potencia en el que se basa el funcionamiento de las centrales térmicas con turbinas de vapor y que producen la mayor parte de la energía eléctrica que se consume en el mundo. Utilizan como fluido de trabajo el agua, que cambia de fase en el transcurso del ciclo y se reutiliza constantemente, cerrando así el ciclo. En la Figura N°2.8 se muestra un diagrama de los componentes que intervienen en el ciclo.

Figura N°2.8: Componentes del ciclo ideal de vapor

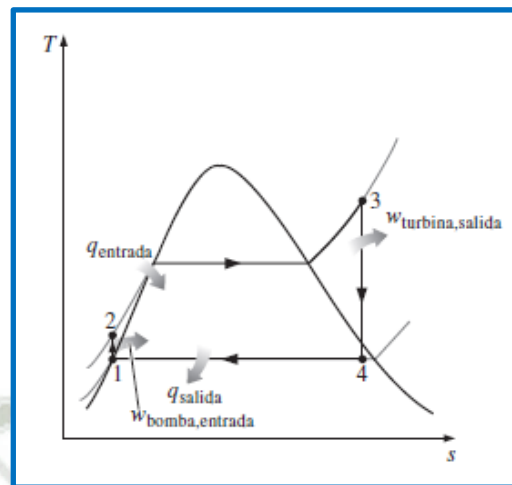


Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

El ciclo de vapor ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

- a. 1-2 Compresión Isoentrópica en una bomba
- b. 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
- c. 3-4 Expansión Isoentrópica en una turbina
- d. 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

Figura N°2.9: Diagrama T-s del ciclo de vapor ideal



Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

El agua entra a la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se condensa isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. El agua entra a la caldera como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor donde el calor que se origina en los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes, se transfiere al agua esencialmente a presión constante. La caldera, junto con la sección (sobrecalentador) donde el vapor se sobrecalienta, recibe el nombre de generador de vapor. El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina donde se expande isentropicamente y produce trabajo al hacer girar el eje acoplado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al condensador. En este estado el vapor es por lo general un vapor húmedo con una alta calidad. El vapor se condensa a presión constante en el condensador el cual es un gran intercambiador de calor rechazando el calor hacia un medio de enfriamiento. El vapor sale del condensador como líquido saturado y entra la bomba completando el ciclo. se emplea el enfriamiento seco con aire en

áreas donde el agua es muy valiosa. El área bajo la curva 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y el área bajo la curva 4-1 representa el calor rechazado en el condensador, la diferencia entre estas dos áreas es el trabajo neto producido durante el ciclo.

1.14.5. Análisis Energético del Ciclo de Vapor Ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo de vapor (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto los cuatro procesos que conforman el ciclo de vapor pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa de vapor se reduce:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada} \quad (\text{Ecu. 2.11})$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina son isoentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

$$w_{bomba,entrada} = h_2 - h_1 \quad (\text{Ecu. 2.12})$$

$$w_{bomba,entrada} = v(P_2 - P_1) \quad (\text{Ecu. 2.13})$$

Donde:

$$h_1 = h_f \text{ a } P_1 \quad (\text{Ecu. 2.14})$$

$$v = v_1 = v_f \text{ a } P_1 \quad (\text{Ecu. 2.15})$$

$$\text{Caldera: } w = 0 \quad q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad (\text{Ecu. 2.16})$$

$$\text{Turbina: } q = 0 \quad w_{turbina,salida} = h_3 - h_4 \quad (\text{Ecu. 2.17})$$

$$\text{Condensador: } w = 0 \quad q_{tsalida} = h_4 - h_1 \quad (\text{Ecu. 2.18})$$

La eficiencia térmica del ciclo de vapor se determina a partir de:

$$\eta_T = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad (\text{Ecu. 2.19})$$

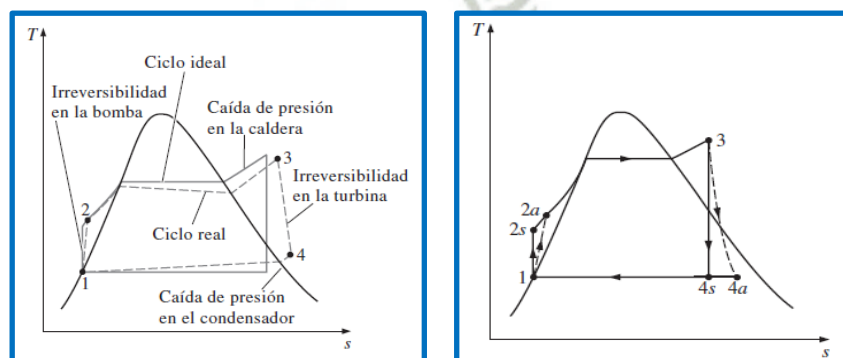
Donde:

$$w_{neto} = q_{entrada} - q_{salida} = w_{turbina,salida} - w_{bomba,entrada} \quad (\text{Ecu. 2.20})$$

1.14.6. Ciclo Real de Vapor

El ciclo real de potencia de vapor difiere del ciclo de vapor ideal, como se ilustra en la Figura N°2.9 como resultado de las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades. La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías entre diversos componentes. Como resultado, el vapor sale de la caldera a una presión un poco menor. Además, la presión en la entrada de la turbina es un poco más baja que la de la salida de la caldera, debido a la caída de presión en los tubos conectores. La caída de presión en el condensador por lo general es muy pequeña. Para compensar todas estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la que tiene el ciclo ideal. Esto requiere una bomba más grande y una mayor entrada de trabajo a la bomba. Otra fuente importante de irreversibilidad es la pérdida de calor del vapor hacia los alrededores cuando este fluido circula por varios componentes.

Figura N°2.10: Ciclo de vapor real con irreversibilidades



Fuente: Libro Termodinámica Cengel Boles 7ma Edición

Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye. Las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina son especialmente importantes. Una bomba requiere una entrada de trabajo mayor y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia de las irreversibilidades. Bajo condiciones ideales, el flujo a través de estos dispositivos es isoentrópico. La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto de las isoentrópicas puede ser tomada en cuenta utilizando eficiencias isoentrópicas, definidas como:

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (\text{Ecu. 2.21})$$

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{Ecu. 2.22})$$

Donde los estados 2a y 4a son los estados reales de salida de la bomba y de la turbina respectivamente mientras que 2s y 4s son los estados correspondientes para el caso isoentrópico. También es necesario considerar otros factores en el análisis de los ciclos reales de potencia. En los condensadores reales el líquido suele sub enfriarse para evitar el inicio de la cavitación la rápida evaporación y condensación del fluido en el lado de baja presión del impulsor de la bomba lo cual puede dañarla. Hay pérdidas adicionales en los cojinetes ubicados entre las partes móviles como consecuencia de la fricción. El vapor que se fuga durante el ciclo y el aire que ingresa al condensador representan otras dos fuentes de pérdida. Finalmente la potencia consumida por equipos auxiliares, como los ventiladores que suministran aire al horno también deben considerarse en la evaluación del desempeño de las centrales eléctricas reales.

1.14.7. Definición de Ciclos Combinados de Gas y Vapor

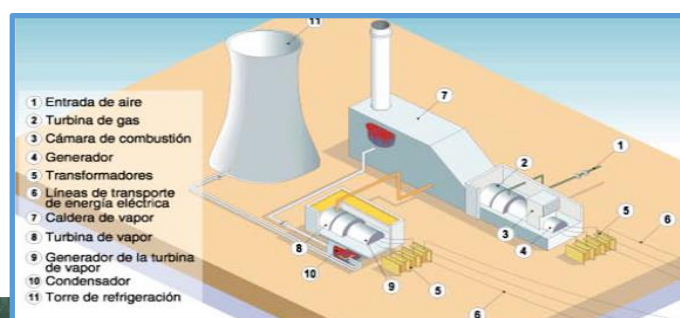
Una central de ciclo de potencia combinados de gas y vapor o simplemente ciclo combinado es aquella en la cual la energía térmica del combustible es transformada en electricidad

mediante el acoplamiento de dos ciclos termodinámicos individuales, un ciclo de turbina de gas (Ciclo Brayton - aire/gases de combustión) que opera a altas temperaturas y otro ciclo de turbina de vapor (Ciclo Rankine agua/vapor) con menores temperaturas de trabajo, ambos ciclos están acoplados por un intercambiador de calor gases/agua-vapor, que es la caldera de recuperación de calor (HRSG, Heat Recovery Steam Generator) este ciclo combinado tiene una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos ejecutados individualmente. La temperatura máxima promedio a la entrada de la turbina de vapor en un ciclo Rankine es de 620°C (1150°F) mientras que en las turbinas de gas de un ciclo Brayton esta temperatura superan los 1425°C (2600°F) alcanzando un valor superior a los 1500°C en la salida del quemador en los turborreactores. El uso de temperaturas más elevadas en las turbinas de gas es debido al desarrollo en el enfriamiento de los alabes de la turbina y en los revestimiento con materiales más resistentes a la temperaturas elevadas como cerámicas. La temperatura promedio a la cual se suministra el calor es más alta en los ciclos de gas sin embargo tienen menor eficiencia térmica que los ciclos de vapor trabajando individualmente cada uno.

$$\eta_{TG} < \eta_{TV} \quad (\text{Ecu. 2.23})$$

Una desventaja inherente en el ciclo de gas es que la temperatura del gas a la salida de la turbina es muy alta por lo general mayor a los 500°C lo que cancela cualquier ganancia potencial en la eficiencia térmica una mejoría sería utilizar la regeneración pero es limitada. Es conveniente aprovechar los gases de escape a alta temperatura del ciclo de gas como fuente de energía para un ciclo de vapor.

Figura N°2.11: Partes principales de un Ciclo Combinado



1.14.8. Configuraciones básicas empleadas en los ciclos combinados gas-vapor

Es frecuente que varias turbinas de gas alimenten con el vapor que producen sus calderas de recuperación de calor HRSG a una única turbina de vapor, para este trabajo de tesis se utilizara la configuración multieje 1x1 siendo una solución barata y efectiva ya que suele estar prediseñada para los equipos, ubicando el generador en el extremo de cada eje para un fácil mantenimiento, pudiendo acoplar más de una turbina de gas y caldera al ciclo de vapor en futuras ampliaciones. Según se encuentren alineados o no los ejes principales de la turbina de gas y turbina de vapor, hace que se clasifique también de acuerdo al número de ejes principales del tren de potencia en:

Configuración Multi-eje 1x1: Consiste en diseñar centrales de ciclo combinado en las que la turbina de gas y la turbina de vapor no estén unidas, y ambas se conecten a su propio generador.

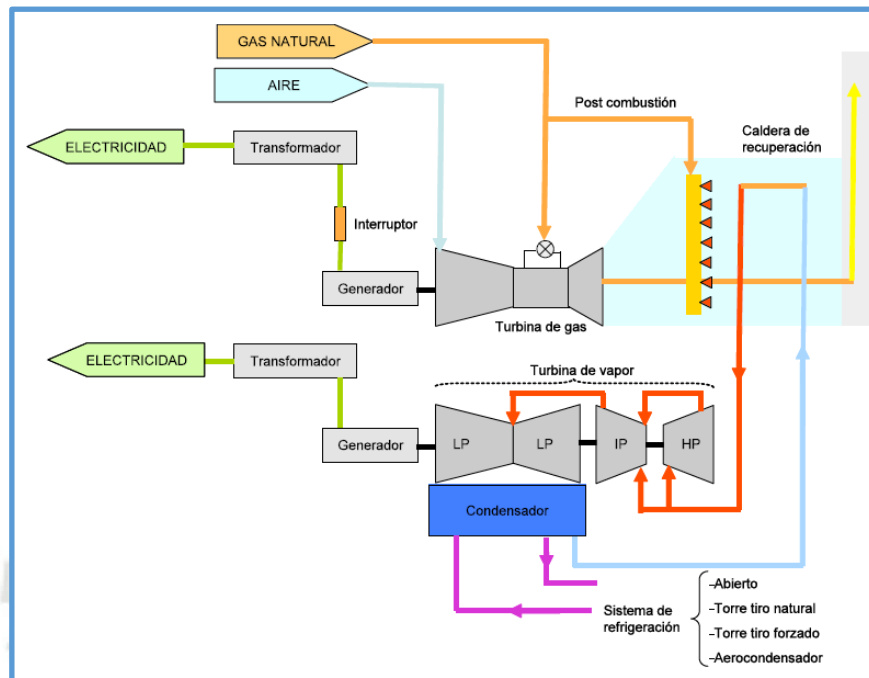
Figura N°2.12: Configuración Multi-eje 1x1



Fuente: Centrales de Generación eléctrica Cantabria

Las configuraciones más comúnmente empleadas en las centrales de ciclo combinado gas-vapor en operación comercial son: las configuraciones 1x1 (una turbina de gas que alimenta a una caldera de recuperación de calor y produce vapor para un único ciclo de vapor), 2x1 (dos turbinas de gas que alimentan cada una de ellas a su correspondiente caldera de recuperación de calor y producen vapor para un único ciclo de vapor) son frecuentes, pero son posibles otras del tipo 3x1, 4x1, etc.

Figura N°2.13: Ciclo combinado gas-vapor en configuración 1 x 1 multieje.



Fuente: Centrales de Generación eléctrica Cantabria

1.15. DEFINICIÓN DE CENTRALES INTEGRADAS (ISCC)

Una central de ciclo combinado con colectores solares integrados es aquella en la cual se inyecta energía térmica adicional proveniente de un generador de vapor solar (GVS) a la caldera de recuperación de calor (HRSG - Heat Recovery Steam Generator) de una planta convencional de ciclo combinado, estimulando la producción de vapor y aumentando la potencia de salida eléctrica a un costo adicional, relativamente bajo. Es una central híbrida porque hace uso de una central de ciclo combinado convencional de combustión de gas/vapor y una planta de generación solar. El campo solar constituido por una torre central con heliostatos, proporciona vapor adicional durante las horas de radiación solar alta para alimentar la turbina de vapor principal. Este tipo de instalaciones se utiliza para aumentar el rendimiento de cualquier tipo de central termoeléctrica de combustibles fósiles ya sea de gas, diésel o carbón. Una planta termoeléctrica de ciclo combinado con una central de torre

y heliostatos integrada (Integrated Solar Combined Cycle, ISCC) está constituida por tres sistemas principales los cuales serán descritos con mayor detalle más adelante:

- a. La planta termoeléctrica de ciclo combinado
- b. El campo de heliostatos y torre receptora.
- c. Un generador de vapor solar.

En este trabajo la planta de ciclo combinado y la de colectores solares distribuidos son integradas agregando un generador de vapor a la planta solar que produce vapor para la planta de ciclo combinado. Los equipos de ambas centrales, la planta de ciclo combinado y la planta ISCC son los mismos, solo cambia la fuente de energía que calienta parte del vapor que va al sobre calentador.

1.15.1. Descripción de Plantas Integradas ISCC

Como se explicó anteriormente las centrales ISCC constan de un ciclo combinado común, compuesto de un ciclo de gas simple (ciclo superior) y un ciclo de vapor simple (ciclo inferior). Generalmente, este ciclo combinado simple es de un solo nivel de presión, para el caso de este tema de investigación el ciclo será de tres niveles de presión, pero incluyen una planta solar que sustituye a una sección de la caldera de recuperación de calor (HRSG) específicamente al economizador de alta presión, estas centrales ISCC constan de los siguientes elementos:

1.15.1.1. Turbina de Gas de la Planta de Ciclo Integrado ISCC

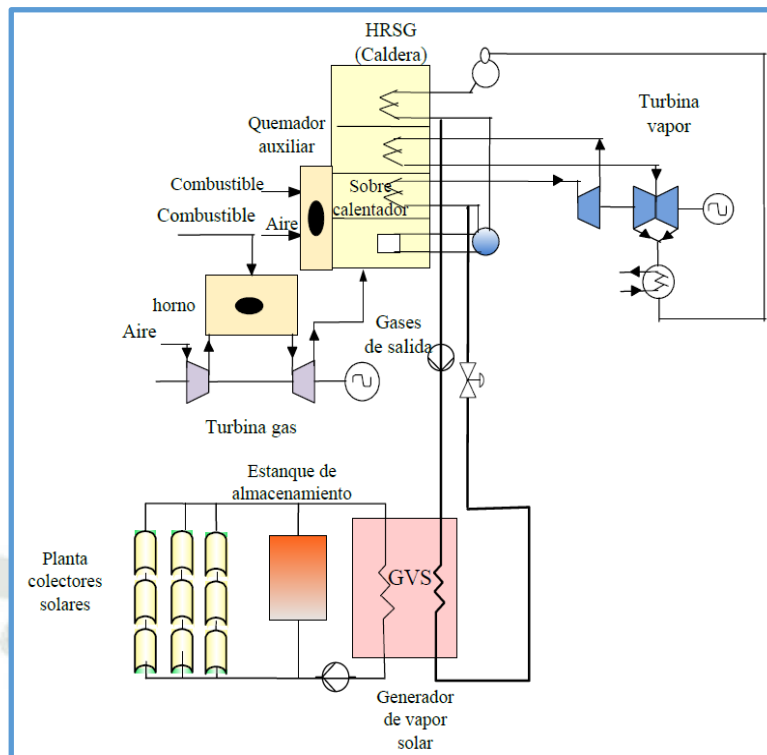
Transforma la energía térmica de los gases que ingresan a alta temperatura y altas presiones provenientes de la cámara de combustión en trabajo estos gases de combustión provienen de un combustible fósil (por ejemplo gas natural). Los gases de escape de la turbina, a una temperatura relativamente alta se inyectan en la caldera para la producción de vapor. Este vapor sobrecalentado, sale de la caldera y se inyecta a una turbina de vapor, donde se

aprovecha para producir electricidad. Algunas configuraciones utilizan un quemador auxiliar en la caldera. El quemador auxiliar tiene la función de aumentar la temperatura de la caldera por medio del uso de combustible, aumentando la cantidad de vapor producido. La turbina de vapor también puede ser de tres etapas, alta presión, media presión y baja presión. Este arreglo aumenta la eficiencia del sistema, ya que no se pierden los gases de escape de la turbina de gas (Ordys, et al., 1994).

1.15.1.2. Funcionamiento de la Planta solar integrada al HRSG

La central de torre con heliostatos con generación de vapor solar (GVS), en el presente trabajo se acoplará según el caso, al economizador o al sobrecalentador de un nivel de presión de la caldera. Se extrae la sal fundida fría del tanque de almacenamiento, desde su parte inferior y se traslada hacia el receptor de la torre en la planta solar mediante una bomba de engranajes. A medida que la sal fundida circula por el receptor, se calienta y es inyectado nuevamente al estanque, en su parte superior, donde se ubica la sal caliente, una función del tanque de almacenamiento también es regular la presión en la sal fundida. Esta sal fundida caliente es llevada hacia el generador de vapor solar (GVS) donde es aprovechado en la producción de vapor. El agua de alimentación del GVS proviene del precalentador de alta presión de la planta de ciclo combinado y el GVS produce vapor ligeramente sobre calentado. Este vapor regresa a la caldera y junto con el vapor que viene desde el sobre calentador convencional, es finalmente recalentado a la temperatura final de operación. Este vapor recalentado, sale de la caldera y se inyecta a la turbina de vapor, donde el trabajo producido se aprovecha para generar electricidad. Un esquema que representa el proceso de intercambio de energía entre sal fundida proveniente de la planta solar y el agua proveniente del economizador de la caldera de la planta de ciclo combinado, se muestra en la Figura N°2.14. El GVS aprovecha la energía que tiene la sal fundida que fue previamente calentado en la planta de torre y heliostatos. La energía de la sal fundida es transferida al agua líquida produciendo vapor, que es el que va a la planta de ciclo combinado.

Figura N°2.14: Esquema de una Central de Ciclo Combinado con colectores solares Integrados



Fuente: Ciclo Combinado con colectores solares Integrados, Carolina V. Ponce y José O. Valderrama Univ. de La Serena

1.16. CONFIGURACIONES DE CENTRALES ISCC

En este trabajo estudiaremos tres configuraciones con tres niveles de presión sin recalentamiento.

- a. La configuración de ciclo combinado sin planta solar
- b. La configuración en donde el campo solar es parte del economizador de alta presión.
- c. Y por último la configuración en donde el campo solar es parte del sobrecalentador de baja presión.

Figura N°2.15: Planta de dos niveles de presión sin recalentamiento con el economizador acoplado al campo solar.

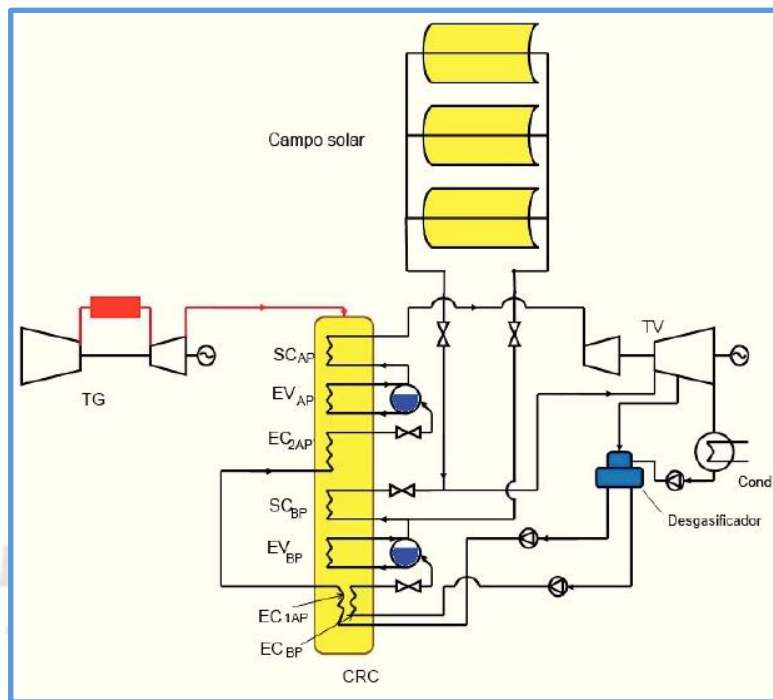
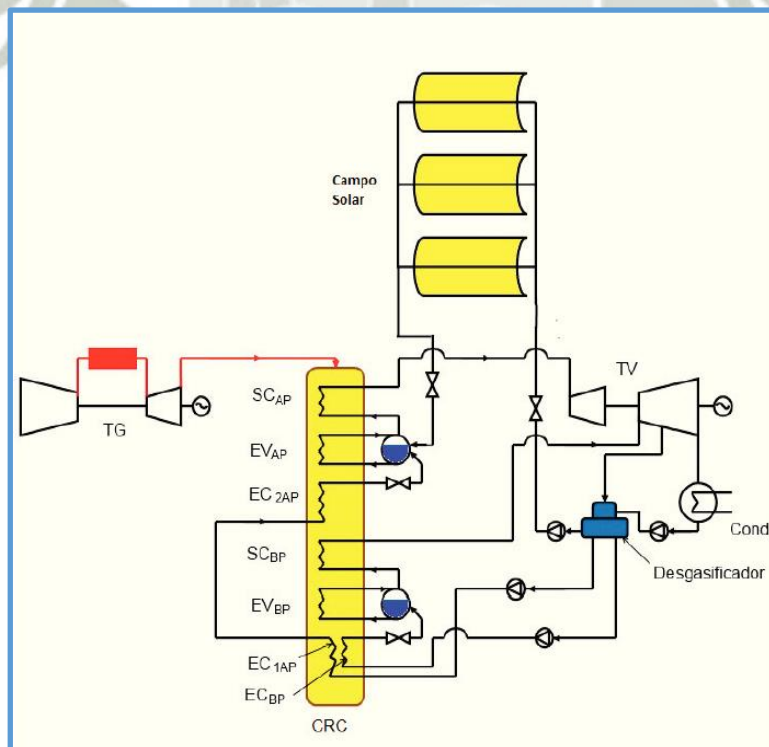


Figura N°2.16: Planta de dos niveles de presión sin recalentamiento con el sobrecalentador acoplado al campo solar.



Fuente: María Durán García, Thermoeconomic Study of Different Configurations of ISCC

1.17. CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR (HRSG)

Las caldera de recuperación (Heat Recovery Steam Generator, HRSG) son equipos de transferencia de calor con el fin principal de recuperar el calor de los gases que escapan de la turbina o grupo de turbinas a gas y generar vapor que luego será utilizado en un ciclo de potencia de vapor, usadas ampliamente en cogeneración o en plantas de ciclo combinado.

Las calderas de recuperación se clasifican en dos grandes grupos:

- a. Sin combustión suplementaria (unfired), donde solo se produce la transferencia de calor de los gases que fluyen por ella y
- b. Con combustión suplementaria o post combustión (fired), en donde se realiza una quema suplementaria de combustible para elevar el contenido energético de los gases y obtener vapor con parámetros más altos de temperatura y presión.

Las calderas de recuperación pueden generar vapor de proceso a baja presión (en plantas de cogeneración) o vapor sobrecalentado a alta presión y alta temperatura para uso en turbinas de vapor (en plantas de ciclo combinado) en ella se hacen todas las mejoras posibles con el fin de obtener la utilización máxima de los productos de combustión desechados por la turbina de gas. Las calderas de recuperación de calor sin combustión suplementaria se diferencian de las calderas convencionales, citándose entre estas diferencias:

- a. Utiliza gases de escape relativamente limpios, producidos por la combustión de gas natural, nafta o petróleo que usualmente son quemados en las turbinas a gas.
- b. Debido a la baja temperatura de los gases que entran a la caldera de recuperación (400 a 600 °C en modo unfired) y asociado a las bajas diferencias de temperatura media en diferentes secciones, tales como el sobrecalentador, evaporador y economizador; son necesarias grandes áreas de superficie, requiriéndose por ello tubos aleteados para hacer más compacta la caldera.

- c. En calderas de recuperación con post-combustión, los gases de escape contienen alrededor de 14 a 16% de oxígeno en volumen, lo que permite la quema de combustible sin usar aire adicional, mejorando la utilización de combustible y generación de vapor con eficiencias cercanas a 100%.
- d. Generan vapor a presiones múltiples permitiendo la recuperación de calor a temperaturas más bajas, siendo posible encontrar 2 ó 3 niveles de presión en plantas de gran potencia.
- e. Las variaciones de flujo y temperatura de los gases que fluyen por ella, debido a carga o condiciones ambientales, afectan significativamente su funcionamiento.
- f. Se pueden diseñar de diferentes tipos, tales como circulación natural, forzada y de paso único, de flujo de gas horizontal o vertical.
- g. Por otra lado, desde el punto de vista de diseño y constructivo, una caldera de recuperación es diferente de una caldera de combustión. En las calderas de recuperación la temperatura de los gases es relativamente baja (no mayor de 600°C) y su mecanismo de transferencia de calor es dominado por la convección, mientras que en las calderas convencionales, se tiene una zona de llama donde las temperaturas pueden superar los 2000 °C, donde dominan los fenómenos de radiación sobre la convección. Estas temperaturas afectan a los tubos que conducen el agua y vapor, afectando su resistencia.

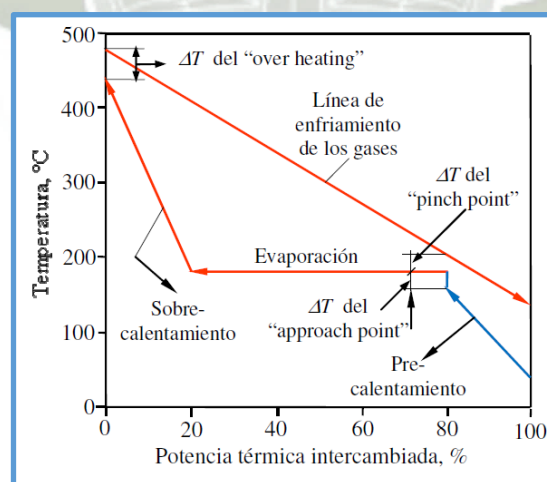
1.18. TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA CALDERA DE RECUPERACIÓN

En su forma más simple, un ciclo combinado está compuesto de un ciclo Brayton simple (ciclo superior) y un ciclo Rankine simple (ciclo inferior). Generalmente, este ciclo combinado simple es de un solo nivel de presión. La caldera de recuperación de calor de un ciclo combinado simple es un equipo donde se produce la transferencia de calor entre los gases que son expulsados de la turbina a gas y el fluido (agua o vapor) del ciclo de potencia a vapor. Consta generalmente de tres partes:

- a. Economizador: donde se produce el calentamiento del agua líquida proveniente de la bomba de alimentación hasta una temperatura levemente inferior a la de saturación a la presión dada.
- b. Evaporador: donde se produce el cambio de fase, evaporándose el agua que se convierte en vapor saturado.
- c. Sobrecalentador: donde el vapor saturado es recalentado hasta las condiciones nominales exigidas a la entrada de la turbina a vapor que normalmente tienen una calidad de vapor de 1.

Entonces, existe una separación física de estas tres partes para hacer frente a estas tres operaciones. En la Figura N°2.23 se muestra el proceso de intercambio térmico, para un caso concreto. En esta figura, se muestra un diagrama Temperatura T versus Potencia térmica intercambiada Q en una caldera de recuperación. En este diagrama $T - Q$ se observa que el paso de flujos es a “contracorriente”, en donde los gases se mueven de abajo hacia arriba y el agua vapor se mueven de arriba hacia abajo

Figura N°2.17: Diagrama de recuperación térmica en una caldera de recuperación.



Fuente: Kehlhofer R. Combyned Cicle Gas & Steam Turbine, 2009

Esta configuración de flujos permite:

- a. Poder sobrecalentar el vapor en beneficio del rendimiento del ciclo.

- b. Poder aprovechar la fase de precalentamiento del líquido para recuperar una cuota posterior de calor de los gases, siendo motivo que este intercambiador se llame "economizador" (en analogía con la caldera de combustión).

La posibilidad de precalentar el líquido aprovechando el contenido térmico (de otro modo irre recuperable) de los gases salientes de la sección de evaporación es similar al concepto de extracción regenerativa, ampliamente utilizado en el ciclo de vapor convencional. De otra manera, los gases todavía calientes se disiparían al medio ambiente generando una pérdida de potencia en la turbina de vapor.

1.19. VARIABLES DEL PERFIL DE TEMPERATURA

Los perfiles de temperatura de una caldera de recuperación de calor muestran la cantidad de calor transferido en cada sección del generador de vapor y las temperaturas del gas, agua y vapor en cada punto característico de los componentes. En la Figura N°2.17 se nota que el intercambio térmico entre el gas y el vapor es caracterizado por tres diferencias significativas de temperatura ΔT :

- a. El ΔT_{PP} del "pinch point" que representa la mínima diferencia de temperatura ΔT en la evaporación, es decir; la diferencia entre la temperatura del gas saliente en la zona del evaporador y la temperatura de evaporación del agua en el domo a la presión dada.
- b. El ΔT_{AP} del "approach point", que es la diferencia entre la temperatura de evaporación del agua en el domo a la presión dada y la temperatura del agua saliente del economizador.
- c. El ΔT_{OH} , del "over heating", que representa la mínima diferencia ΔT en el sobrecalentamiento, es decir; entre la temperatura del gas que entra al generador de vapor y la máxima temperatura con la cual el vapor sobrecalentado sale de la caldera de recuperación de calor.

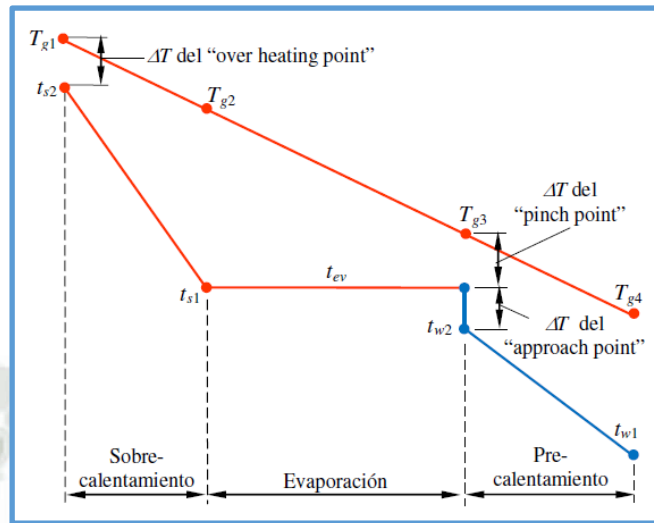
Los dos primeros establecen las diferencias de temperatura que están a la base del proyecto térmico de la caldera de recuperación de calor, mientras ΔT_{SC} , es necesario para evitar el

riesgo de inicio de evaporación en los tubos del economizador (condición de funcionamiento no nominal), que implicaría un “bloqueo” temporáneo de caudal en los tubos a causa del volumen ocupado por el domo de vapor y consiguiente oscilación de la presión. El ΔT_{SC} , frecuente varía entre 10 - 15 °C, influye en las prestaciones del ciclo y su aumento disminuye el calor sustraído a los gases en el economizador. La influencia en las prestaciones de ΔT_{AP} y de ΔT_{PP} son incluso más evidentes, porque al aumentar el ΔT_{AP} disminuye la temperatura máxima del ciclo de vapor y por tanto su rendimiento, mientras al aumentar el ΔT_{PP} , aumenta la temperatura de descarga de los gases a igual temperatura de evaporación, T_{EV} , y disminuye el grado de recuperación térmica, el caudal de vapor producido y por tanto, la potencia del ciclo vapor. Se debe indicar que la reducción de ΔT_{PP} , así también como de ΔT_{AP} y ΔT_{SC} , con lleva al incremento de la superficie de intercambio de calor en la caldera. Así por ejemplo, la reducción del “pinch point” de 10°C a 5°C lleva al incremento de la superficie en 91%. Más aún, en el proyecto del evaporador, el ΔT_{PP} es el más importante, tanto igual como el ΔT_{AP} ; ya que influye en el aumento de la superficie de transferencia y por ende, del costo de la caldera de recuperación. La determinación del valor más conveniente de ΔT_{PP} como de ΔT_{AP} es un típico problema de optimización técnica y económica. La variación de la potencia desarrollada, y por tanto la eficiencia de recuperación del ciclo inferior, son fácilmente comprensibles también en términos del análisis entrópico: el aumento de ΔT en el intercambio térmico es una de las clásicas causas de irreversibilidad.

1.20. SELECCIÓN DEL PINCH, APPROACH Y OVER HEATING POINTS

Los valores del “pinch point”, “approach point” y “over heating” no se pueden elegir arbitrariamente, ya que puede resultar en un cruce de temperaturas. En la Figura N°2.18 se muestra el diagrama de intercambio de calor entre las corrientes de gas, por un lado y agua y vapor, por otro.

Figura N°2.18: Diagrama de intercambio térmico en una caldera de recuperación de un nivel de presión.



Fuente: Kehlhofer R. Combyned Cicle Gas & Steam Turbine, 2009

La determinación de estos valores se efectúa a través de un balance energético a través de los componentes de la caldera de recuperación. Así, al efectuar el balance de energía en el sobrecalentador – evaporador se tiene:

$$Q_{SC-EV} = \dot{m}_g c_{p,g}(T_{g1} - T_{g3}) = \dot{m}_v (h_{s2} - h_{w2}) \quad \text{Ecu. 2.24}$$

Siendo \dot{m}_g y \dot{m}_v los flujos másicos de gas y vapor, respectivamente; $c_{p,g}$ el calor específico del gas a presión constante, T_{g1} y T_{g3} las temperaturas del gas a la entrada de la caldera de recuperación y a la salida del bloque evaporador, y h_{s2} y h_{w2} la entalpía del vapor a la salida de la caldera de recuperación y entalpía del agua a la entrada al evaporador. Efectuando el balance de energía en toda la caldera de recuperación se obtiene:

$$Q_{HRSG} = \dot{m}_g c_{p,g}(T_{g1} - T_{g4}) = \dot{m}_v (h_{s2} - h_{w1}) \quad \text{Ecu. 2.25}$$

Se debe indicar que en las ecuaciones (1.19) y (1.20) no se han tenido en cuenta las pérdidas de calor ni la variación del calor específico del gas. Al dividir estas expresiones se obtiene:

$$\frac{Q_{SC-EV}}{Q_{HRSG}} = \frac{T_{g1} - T_{g3}}{T_{g1} - T_{g4}} = \frac{h_{s2} - h_{w2}}{h_{s2} - h_{w1}} = K \quad \text{Ecu. 2.26}$$

Donde K es una constante para los parámetros de vapor en consideración. Para que ocurra la generación de vapor ocurra se debe satisfacer dos condiciones:

$$T_{g3} \geq t_{ev} \quad \text{Ecu. 2.27}$$

$$T_{g4} \geq t_{w1} \quad \text{Ecu. 2.28}$$

Si el “pinch point” o el “approach point” son elegidos arbitrariamente, es probable que T_{g4} pueda ser más bajo que t_{w1} , provocando una situación de temperaturas cruzadas. Sustituyendo t_{ev} por T_{g3} y t_{w1} por T_{g4} se puede obtener la temperatura crítica de entrada T_{glc} , por encima de la cual la temperatura del agua de alimentación gobierna el perfil de temperaturas y por debajo de la cual el “pinch point” gobierna el perfil de temperaturas:

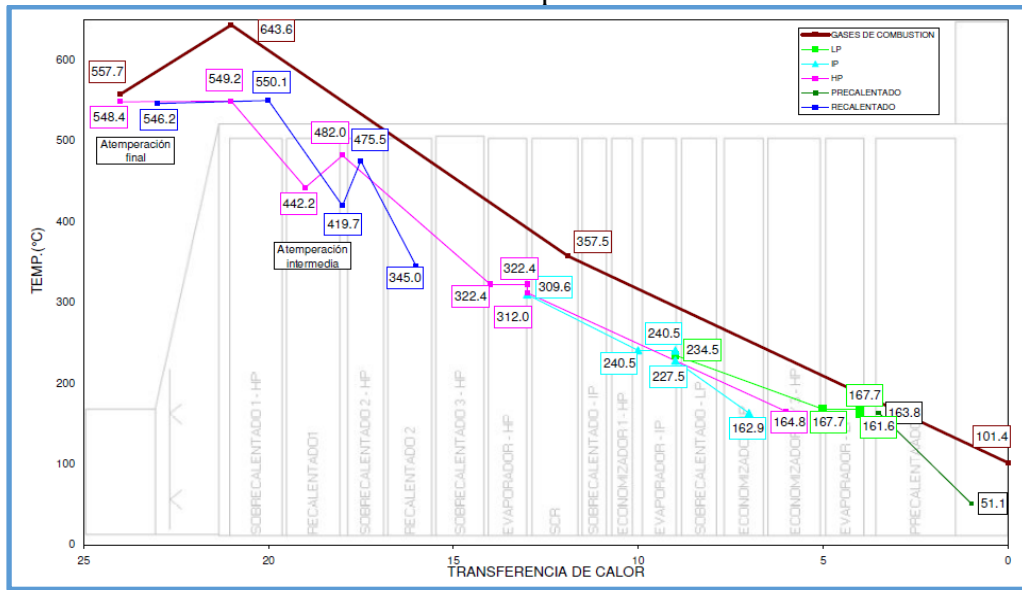
$$T_{glc} = \frac{t_{ev} - K t_{w1}}{1 - K} \quad \text{Ecu. 2.29}$$

El “pinch point” tiene que ser elegido del tal forma que el evaporador de la caldera de recuperación sea de tamaño razonable y que pueda ser construido y transportado. Si se elige un valor muy bajo, entonces el área de superficie requerida podría ser demasiado grande. La elección de un valor alto, se corre el riesgo de no recuperar energía suficiente de la corriente de gas. La elección del “pinch point” y “approach point” son también afectados por el tipo de superficie usada, es decir, si se usa tubos lisos o aleteados. Con tubos lisos, es difícil obtener un “pinch point” menor de 60 a 80 °C; el número de filas de tubos sería demasiado y por lo tanto la caída de presión del gas sería muy alta.

Los valores frecuentes del “over heating point” encontrados en la práctica de centrales de ciclo combinado están entre 25 a 50 °C. Para una aplicación con turbinas de gas, los valores del “pinch point” y “approach point” se encuentran en el intervalo de 5 a 10 °C.

Para una aplicación de corriente de gases sucios, tales como desechos de sólidos; con una temperatura de entrada del gas de 800 a 1000 °C, el valor razonable del “pinch point” está entre 70 a 80 °C y el “approach point” entre 20 a 40 °C.

Figura N°2.19: Diagrama de intercambio térmico de la caldera de recuperación de tres niveles de presión

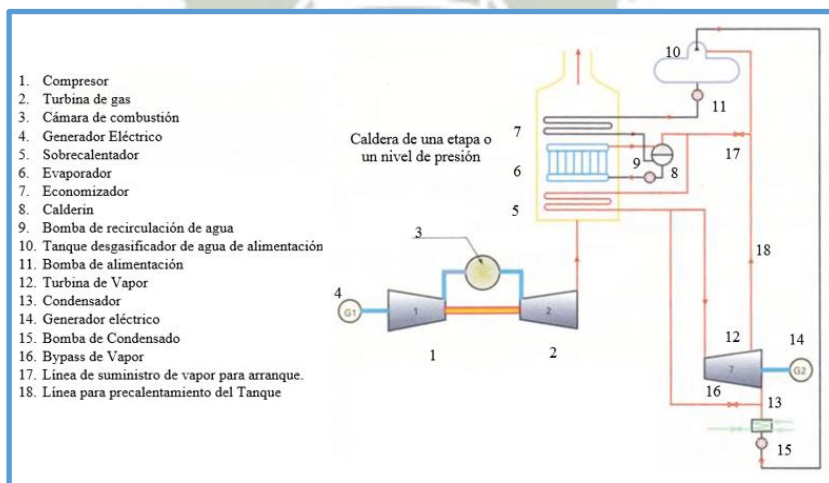


Fuente: Fabricante de caderas de recuperación Vogt Nem

1.20.1. Un nivel de Presión sin Recalentamiento

Es el más simple de todos los ciclos combinados existentes estos circuitos se utilizan para combustibles de bajo precio y de mala calidad, como es el caso del petróleo bruto o de fuel pesado con alto contenido de azufre, en comparación con ciclos más etapas, son de menor inversión y su rendimiento es menor. La configuración de este sistema se muestra en la siguiente figura.

Figura N°2.20: Ciclo de recuperación con un nivel de presión

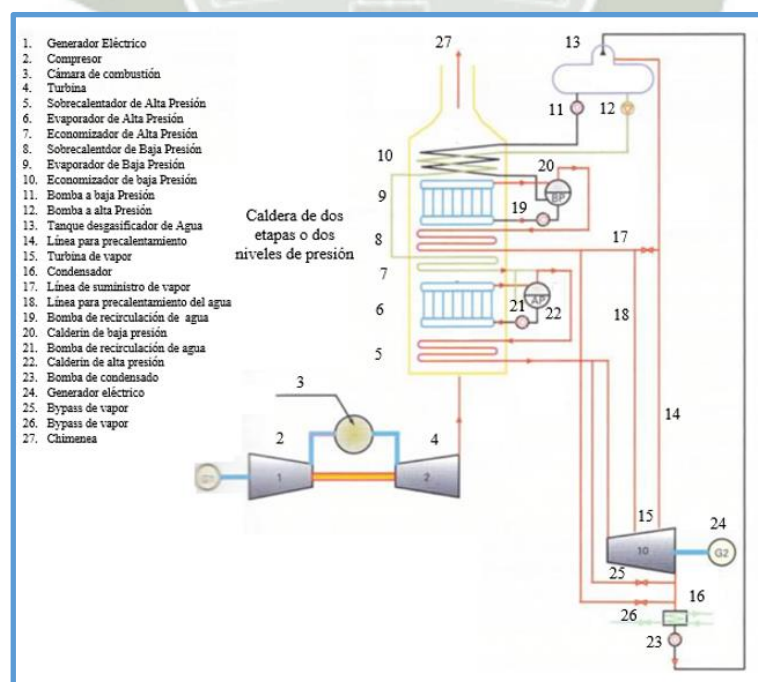


Fuente: Centrales Térmicas Ciclo Combinado-Sabugal García

1.20.2. Dos Niveles de Presión sin Recalentamiento 2L

En esta configuración dos bombas de alimentación llevan el agua a las dos presiones consideradas como se muestra en la Figura N°2.21. Siguen dos economizadores de baja temperatura, que pueden ser puestos en paralelo a la corriente gaseosa, como se ve en la figura en realidad se prefiere alternar los economizadores, para evitar la no uniformidad del flujo de gas en sentido transversal o simplemente en serie con aquel de alta presión (HP), más importante, que precede a aquel de baja presión (LP) en el sentido de los humos. Luego del evaporador de LP, es puesto el segundo economizador de (HP), se nota que el precalentamiento de HP es dividido en dos fases, siempre siguiendo el concepto de contraponer agua caliente con gas calientes y viceversa, luego el sobrecalentador de LP. El evaporador de HP es al final seguido por su sobrecalentador, siempre en contracorriente; si acaso se desea sobrecalentar al máximo también el vapor de LP, un segundo sobrecalentador podría ser puesto en paralelo con aquel de HP. Este esquema es de gran difusión en la práctica de ciclos combinados, teniendo mejores prestaciones termodinámicas y simplicidad de la instalación.

Figura N°2.21: Ciclo de recuperación con dos niveles de presión sin recalentamiento 2L:

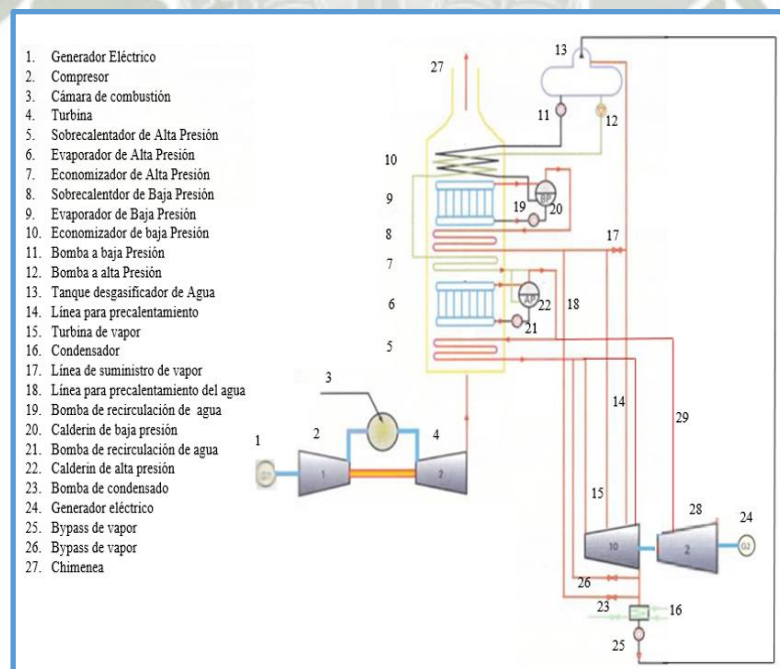


Fuente: Centrales Térmicas Ciclo Combinado-Sabugal García

1.20.3. Dos Niveles de Presión con Recalentamiento 2LR

Esta configuración se caracteriza por que el banco de recalentamiento es puesto en paralelo al sobrecalentador de alta presión. La disposición en paralelo es necesaria a fin de que ambas corrientes de vapor (aquella de HP y aquella del RH) puedan alcanzar el máximo valor de temperatura permitida por el ΔT_{AP} con los gases provenientes de la turbina. Como ya se dijo antes para el economizador, se prefiere de todos modos alternar los varios rangos de SH y RH, como esquemáticamente se muestra en la Figura 2.22. La presión a la cual se debe efectuar el recalentamiento de forma óptima para las prestaciones de la instalación es intermedia entre las dos presiones de generación de vapor. Este esquema es escasamente difundido: en efecto si se acepta la complicación consecuente al recalentamiento (ida y vuelta de la tubería de vapor, separación de la turbina en dos cuerpos distintos, mayor superficie de intercambio) es probable que se vuelva más aceptable un esquema de tres niveles.

Figura N°2.22: Ciclo dos niveles de presión con recalentamiento 2LR:

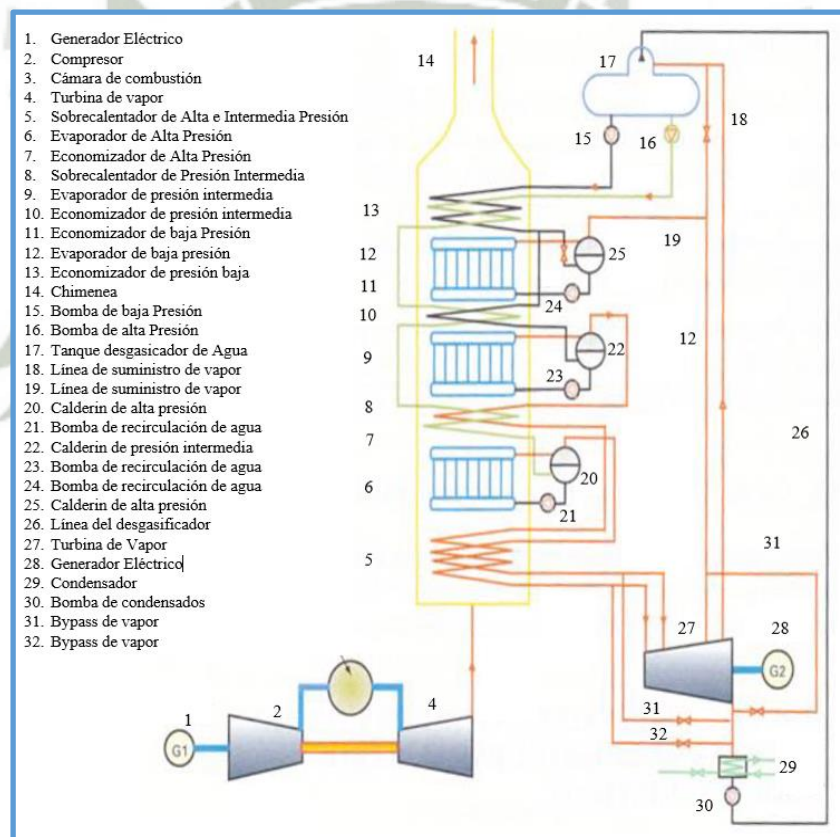


Fuente: Centrales Térmicas Ciclo Combinado-Sabugal García

1.20.4. Tres niveles de Presión sin Recalentamiento 3L

La configuración de la Figura N°2.23 aumenta a la sección LP la sección intermedia (IP). En la figura se hace referencia a un esquema con desgasificador integrado al nivel de LP, opción que se vuelve más razonable con 3L visto el valor modesto de la presión LP (alrededor de 3 bar). Se nota que el sobrecalentador de presión intermedia prosigue también en la zona de alta temperatura, favoreciendo a una expansión más seca (menor formación de líquido en la turbina).

Figura N°2.23: Ciclo de recuperación con tres niveles de presión sin recalentamiento 3L



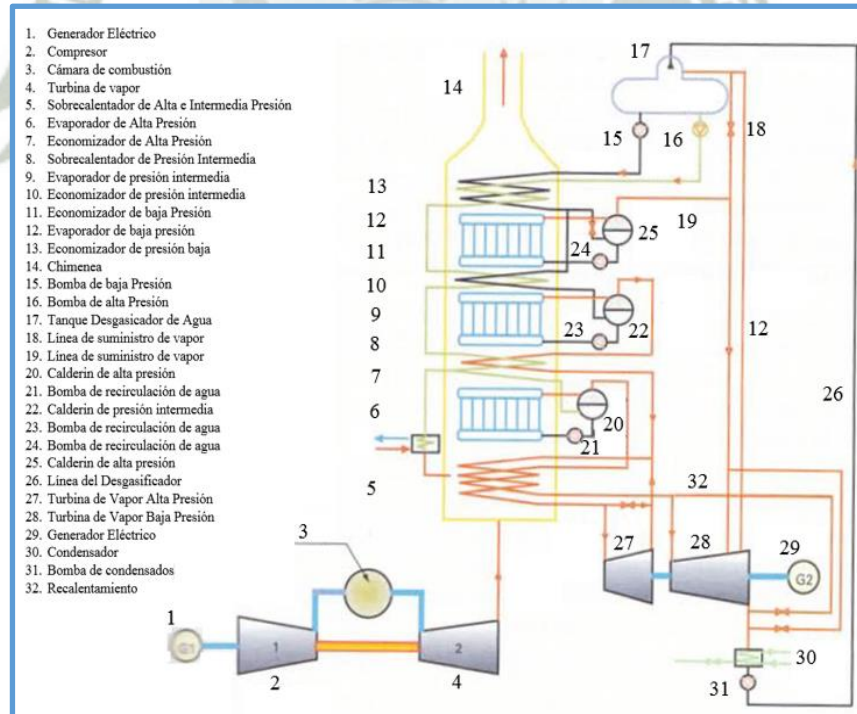
Fuente: Centrales Térmicas Ciclo Combinado-Sabugal García

1.20.5. Tres niveles de Presión con Recalentamiento 3LR

También en este caso el HRSG difiere del caso anterior por la adición del banco de recalentamiento como se muestra en la Figura N°2.24. La presión a la cual se efectúa el recalentamiento coincide siempre con aquella de la evaporación de IP. El vapor proveniente

de la turbina de HP viene mezclado con aquel generado en la sección de IP y por tanto recalentado hasta el máximo valor permitido por los gases de descarga, antes de retornar a la turbina. Tal sobrecalentamiento, efectuado a una presión bastante baja (entre 15 y 30 bar), previene en modo decisivo la formación de líquido en la turbina, problema que aflige al ciclo 2L y sobre todo al 3L. Se conoce en efecto que, partiendo de la misma temperatura máxima, diferente es el título al final de la expansión si esta se inicia a 70 - 100 bar (valor común de la presión máxima del ciclo 2LR y 3L) antes que a 15 - 30 bar al cual viene efectuado el recalentamiento en el ciclo 2LR y 3LR. Esto constituye un punto decisivo a favor del ciclo con recalentamiento. La solución 3LR es por tanto la opción de punta en la práctica de ciclos combinados y es reconocida como aquella predominante en las grandes instalaciones de carga base para producción de energía eléctrica.

Figura N°2.24: Ciclo de recuperación con tres niveles de presión con recalentamiento 3LR:



Fuente: Centrales Térmicas Ciclo Combinado-Sabugal García

1.21. PLANTAS SOLARES TÉRMICAS

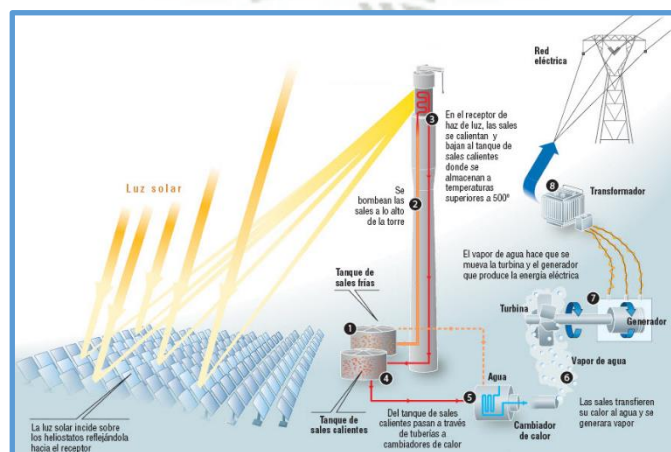
Las centrales de concentración solar con receptor central de torre se basan en la concentración de la energía, proveniente del sol y reflejada por un conjunto de heliostatos, sobre un receptor central situado en la parte superior de una torre cercana a los 100 metros de altura. El fluido que circula por el receptor absorbe la radiación solar y la convierte en energía térmica para ser utilizada en la generación de vapor, que pone en funcionamiento la turbina y produce electricidad.

1.22. CENTRAL SOLAR TÉRMICA DE TORRE Y HELIOSTATOS

El objeto central del presente Trabajo de tesis es el diseño de la central solar térmica de torre que será integrada a una central de ciclo combinado. Aunque en el siguiente capítulo se muestra un estudio en profundidad de cada uno de los elementos que la componen, se presenta a continuación a modo de marco teórico del funcionamiento de la instalación. Los componentes principales de este tipo de plantas son los siguientes:

- a. El campo de heliostatos
- b. El receptor
- c. La torre
- d. El sistema de almacenamiento térmico (este puede no existir)
- e. El sistema de producción de potencia.

Figura N°2.25: Esquema de una CST de torre central



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

A continuación se hace una descripción más detallada de los componentes enumerados anteriormente. Para la captura de la radiación solar se utiliza una tecnología de concentración a través de heliostatos, que reflejan los rayos incidentes del Sol sobre el receptor. Los heliostatos están dotados de un sistema de seguimiento de doble eje, por lo que son altamente eficientes a la hora de orientar su posición de manera adecuada para optimizar el rendimiento de la planta. El receptor, situado en lo alto de una torre, consiste en un tubo cilíndrico que hace las veces de intercambiador de calor. Por su interior circula el fluido colector de la radiación solar (sales fundidas); una vez éstas se bombean hacia la parte superior de la torre, aumentan su temperatura progresivamente gracias a la radiación incidente sobre el receptor, y al pie de la torre se incorporan al tanque de sales calientes. De ahí, pueden proceder a intercambiar calor con el agua, que se evapora para proseguir con el mismo proceso que realizaría a la salida de una caldera si de una central térmica convencional de vapor se tratase (ciclo de Vapor). El elemento distintivo de esta tecnología de aprovechamiento del recurso solar con respecto de cualquier otro es la incorporación de un tanque de almacenamiento de las sales fundidas. Esto implica que, una vez se cuenta con las sales calentadas en el tanque, se dispone de suficiente energía para evaporar el agua y a la vez contar con un excedente para posterior operación en periodos nublados o nocturnos. Esto viene facilitado por el hecho de que el fluido de trabajo puede almacenarse directamente a alta temperatura.

1.23. EL RECEPTOR

El receptor es el dispositivo donde se produce la conversión de la radiación solar energía térmica. Está formado fundamentalmente por la superficie de absorción compuesta de múltiples paneles modulares, la estructura del receptor a la cual están unidos los paneles de absorción, tuberías de interconexión entre paneles, colectores exteriores e interiores y el sistema de control. Las dimensiones del receptor deben permitir un rendimiento termodinámico aceptable y posibilitar que el desbordamiento de radiación en los contornos

del receptor (*spillage*) sea mínimo. El reparto del flujo de la radiación incidente en su superficie debe ser lo suficientemente homogéneo como para que no se produzcan picos de flujo superiores a los que el material del receptor puede soportar sin afectar a su vida útil. En cuanto a las características geométricas del receptor, se puede hablar de tres configuraciones típicas:

- a. Receptor Cilíndrico Externo
- b. Receptor Plano Externo
- c. Receptor de Cavidad.

En los receptores externos, ya sean cilíndricos o planos, la radiación solar reflejada por el campo de heliostatos incide directamente sobre la superficie absorbente, mientras que en los receptores de cavidad la radiación pasa a través de una apertura a una zona hueca en forma de caja antes de llegar a la superficie absorbente.

Figura N° 2.26: Receptor de cavidad



Fuente: <http://torresolenergy.com/>

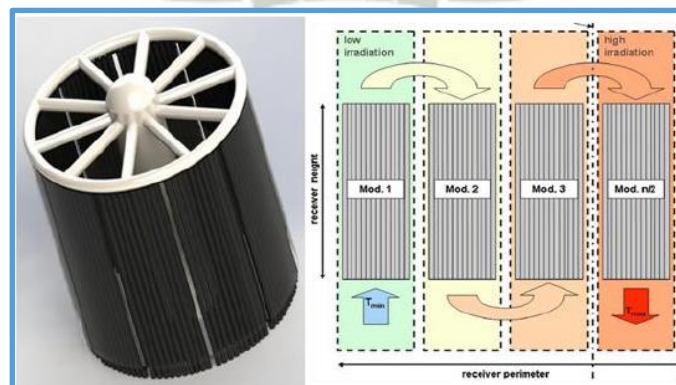
Figura N° 2.27: Receptor cilíndrico externo



Fuente: <http://torresolenergy.com/>

La geometría óptima del receptor es función de la radiación diaria incidente, coste del material, pérdidas térmicas y diseño del campo de heliostatos. De acuerdo con esto, el diseño que más efectivo ha demostrado ser hasta el momento según lo experimentado con este tipo de CST en California y España es el cilíndrico, en posteriores secciones se lleva a cabo un estudio del receptor, y cómo optimizarlo (dimensiones, geometría, altura de la torre) con el objetivo de aumentar el rendimiento del proceso de transferencia de energía a las sales fundidas. Es interesante apreciar en la Figura 2.28 cómo las paredes laterales del receptor se forman a partir de pequeñas tuberías paralelas por las que circulan para aumentar su temperatura las sales fundidas.

Figura N° 2.28: Paredes –laterales del Receptor



Fuente: <http://torresolenergy.com/>

1.24. HELIOSTATOS

Son los elementos encargados de reflejar la radiación solar hacia el receptor. Están formados a partir de espejos, que si son dotados de una ligera curvatura cóncava, aumentan sus prestaciones a la hora de concentrar grandes cantidades de energía térmica sobre el receptor y producir vapor en el ciclo a altas presiones y temperaturas. Se caracterizan por presentar unos ratios de concentración de la radiación bastante significativos (de 300 a 1500 aumentos). La configuración económica óptima de un heliostato la conforman cuatro espejos por soporte (Fig.2.29), para un total de entre 50 y 150 m² por heliostato; es en el pilar que sostiene el heliostato donde se instala el sistema de seguimiento de full-tracking de seguimiento solar de doble eje.

Figura N° 2.29: Detalle de un Heliostato



Fuente: <http://torresolenergy.com/>

Una CST (Central Solar Térmica) de torre concentrada dispone de un campo de heliostatos que suele contar con varios miles de unidades, dependiendo del nivel de potencia que se desea obtener. Normalmente son el elemento más costoso a la hora de diseñar la central.

1.25. TORRE CENTRAL

El campo de heliostatos puede disponerse en diferentes configuraciones con respecto de la posición de la torre central; pueden rodearla por completo (Fig.2.30) o localizarse al norte de la misma (Fig.2.31). La misión principal de la torre es actuar como pilar para el receptor y situarlo en la parte más alta, facilitando de esta manera la reflexión de la radiación solar sobre el mismo).

Figura N° 2.30: Central Solar Tres Sevilla España



Figura N° 2.31: Central Solar PS 20 Sevilla España



Fuente: Central Solar Térmica en España

1.26. SALES FUNDIDAS Y ALMACENAMIENTO

Este apartado conforma el elemento innovador de este tipo de plantas solares. Tras los pertinentes estudios térmicos de las sales, se opta por ellas como fluido caloportador debido a su excelente capacidad calorífica (en otras palabras, son capaces de almacenar la energía térmica en forma de calor durante muchas horas, o incluso días, para su posterior uso en la generación de electricidad). Consecuencia directa de lo anterior surge la idea de almacenamiento energético, que hasta entonces había sido el principal obstáculo de cualquier central que se precise, debido al carácter poco acumulable de la energía (según se genera ha de ser consumida por otros fluidos de trabajo tales como vapor, gas o aceite). Los dispositivos de almacenamiento más frecuentes son las baterías, que retienen la energía en forma química. No obstante, esta opción es inviable para las ingentes cantidades de energía que genera una central por unidad de tiempo.

Las sales utilizadas son comúnmente nitratos (60% NaNO_3 y 40% KNO_3); puesto que la sal debe encontrarse en estado líquido para que fluya de manera adecuada por las tuberías, deberá mantenerse en un rango de temperaturas que garanticen con un margen amplio que se encuentran en el estado correcto. Según el estudio llevado a cabo, la sal cristaliza por debajo de los 225°C y no debe sobrepasar los 625°C ; estos son, los límites inferior y superior de temperaturas factibles. De acuerdo a dicho estudio, se trabajará con la sal en unos márgenes de seguridad adecuados para evitar problemas ($265\text{-}565^\circ\text{C}$).

El recorrido que siguen las sales en la CST de torre concentrada es cerrado: si se inicia el circuito desde el tanque de almacenamiento de sales frías, éstas son bombeadas torre arriba hasta el receptor, y a través de la circulación por las tuberías que lo conforman, ven su temperatura continuamente aumentada gracias a la radiación solar concentrada procedente del campo de heliostatos que rodea la torre. Una vez salen del receptor, circulan por otra tubería hacia el pie de la torre, donde entran al tanque de sales calientes. Una vez ahí, se

puede optar por la entrada de las sales en un intercambiador de calor por el que circulan el fluido caloportador (las sales fundidas) y el fluido de trabajo (el agua). Éste último adquiere la energía necesaria para evaporarse y adicionar calor al economizador de alta presión en el HRSG del ciclo combinado. La otra opción es el almacenamiento de las sales fundidas en el propio tanque durante un periodo más prolongado; de esta manera, en periodos durante los que el recurso solar no está disponible temporalmente (nubes, lluvia, noches), las sales se bombean hacia el intercambiador de calor del punto anterior.

Gracias al uso de sistemas de almacenamiento, este tipo de centrales es capaz de alcanzar factores de capacidad (en otras palabras, horas de funcionamiento al año) de hasta el 75%. Para entender la magnitud de este dato, baste con conocer que una central solar CCP sin respaldo de gas natural sólo alcanza el 25%. Es este parámetro el que hace a las centrales de torre central realmente competitivas, y conforme se hagan más numerosas a nivel mundial y la tecnología se desarrolle aún más, el precio del kWh generado por esta central solar será mucho más bajo que el de las demás.

1.27. CONCEPTOS BASICOS CENTRAL DE TORRE Y HELIOSTATOS

1.27.1. El Recurso Solar

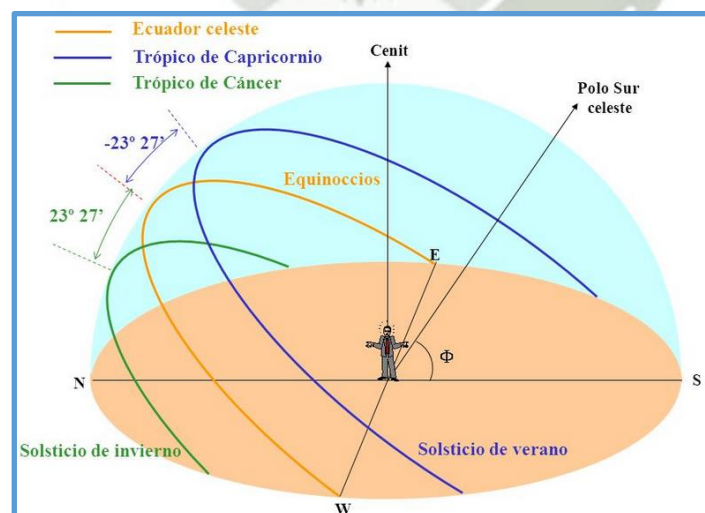
El Sol es una estrella formada por materia gaseosa ionizada (plasma) a altísima temperatura (la temperatura media de la atmósfera solar es de aproximadamente 5760K), alrededor de la cual orbitan todos los cuerpos sistemas del sistema solar. Constituye la mayor fuente de energía de este sistema planetario, la mayor parte de los recursos energéticos presentes en el planeta Tierra provienen de manera directa o indirecta del mismo. El mayor componente del Sol es el hidrógeno. Para efectos prácticos, se puede considerar el Sol como un reactor de fusión que actúa de manera continua, convirtiendo el hidrógeno en helio y liberando cantidades ingentes de energía en el proceso. Dicha energía parte de la superficie solar en todas las direcciones, y viajando a la velocidad de la luz, llega en forma de radiación térmica

al planeta. Partiendo del objeto de estudio de este Trabajo de tesis, surge naturalmente la necesidad de describir la radiación solar en profundidad, y estudiar especialmente cómo sacar el máximo partido a la hora de captarla para posteriores transformaciones en electricidad. Se propone a continuación el estudio en detalle de conceptos básicos que se utilizarán a lo largo del trabajo.

1.27.2. Movimiento Relativo entre Sol y Tierra

Según la teoría heliocéntrica de Nicolás Copérnico la tierra y los demás planetas del sistema solar giran alrededor del sol. No obstante, en el mundo científico todo depende de dónde se coloque el sistema de coordenadas. Puesto que el objetivo de este estudio es la determinación detallada de la radiación solar que llega a la Tierra, se fija a este último en el origen de coordenadas, y se permite que sea el Sol el que se mueva alrededor de la tierra. Esta asunción facilitará tanto el contenido desarrollado en el proyecto, como posteriores cálculos que se lleven a cabo. El Sol se desplaza con un periodo diario desde el este (amanecer) hacia oeste (puesta de Sol), mientras que su posición respecto de la Tierra oscila a lo largo del año de norte a sur (Fig.2.32).

Figura N°2.32: Movimiento relativo del sol y la tierra



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

Observando esta figura con atención, se alcanzan dos conclusiones:

- a. Es el análisis del movimiento este-oeste del Sol respecto de la Tierra determina el día y la noche.
- b. Si se estudia cómo el Sol se desplaza de sur a norte conforme el año avanza, se concluye que oscila entre la posición más meridional (al sur en la figura 20, que se corresponde con el día 21 de diciembre) y la máxima posición septentrional que alcanza (al norte en el eje de la figura, correspondiente al 21 de junio). Es decir, el Sol se desplaza entre estas dos posiciones a lo largo del año, alterando continuamente la distancia entre el mismo y la Tierra. Este movimiento es el que determina las cuatro estaciones.

Desde este punto en adelante, se toma como base una segunda asunción: la referencia para este proyecto es el hemisferio SUR. Entonces se define lo siguiente:

Tabla N°2.2: Solsticios y Equinoccios en Arequipa

Día del año	Fenómeno	Estación	Peculiaridad
21 de diciembre	Solsticio de Verano	Inicio de Verano	Máxima duración de la Noche
21 de marzo	Equinoccio de Otoño	Inicio de Otoño	Igual duración del día y la noche
21 de junio	Solsticio de Invierno	Inicio de Invierno	Máxima duración del día
21 de setiembre	Equinoccio de Primavera	Inicio de Primavera	Igual duración del día y la noche

Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

Lo que hace especiales a estos días es simplemente la posición del Sol respecto de la Tierra: durante los equinoccios, los dos polos de la Tierra se encuentran a la misma distancia del Sol, y por lo tanto reciben la misma cantidad de radiación solar; durante el solsticio de invierno, el Sol se encuentra en la posición más oblicua respecto al hemisferio norte de la Tierra, con lo que la radiación que llega al planeta es menor y las temperaturas bajan;

finalmente, como se puede deducir por lo anterior, durante el solsticio de verano el Sol se encuentra en la posición más perpendicular al hemisferio norte; en consecuencia, los rayos solares caerán con un ángulo de mayor incidencia. Para hacer todo lo anterior extensible al hemisferio sur, basta con intercambiar primavera por otoño y verano por invierno.

1.27.3. Coordenadas Geográficas Terrestres

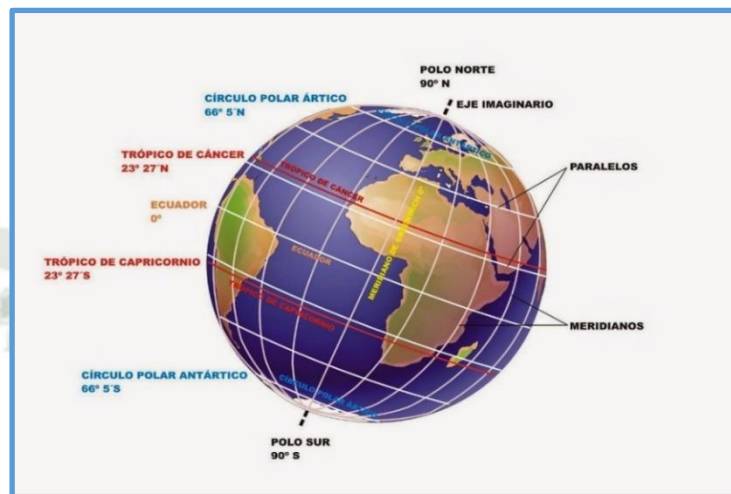
Se procede a continuación a detallar el sistema de coordenadas geográficas utilizado para localizar cualquier punto sobre la superficie terrestre. Para ello se deben definir en primer lugar los conceptos de paralelos (“círculos formados por la intersección de la esfera terrestre con un plano imaginario perpendicular al eje de rotación de la Tierra”) y meridianos (“semicírculos máximos de la esfera terrestre que pasan por los polos”). Los observadores situados sobre el mismo meridiano y en el mismo hemisferio ven el mismo tiempo horario (por ejemplo, cuando el Sol se encuentra en lo más alto de su curso es mediodía para todos los observadores bajo ese meridiano). En relación con los conceptos anteriores surgen las definiciones de longitud y latitud. El primero se mide sobre los paralelos e indica posición relativa a las coordenadas este-oeste; por el contrario el segundo se mide sobre los meridianos e indica posición norte-sur. Se recomienda observar la Fig.2.33 para un mejor entendimiento de lo expuesto anteriormente. Además, en dicha figura es posible apreciar lo siguiente:

- a. Las líneas azules que van de un polo a otros son los meridianos.
- b. Las líneas moradas que recorren la esfera de izquierda a derecha son los paralelos.
- c. Sobre las líneas moradas se miden las longitudes (este-oeste).
- d. Sobre las líneas azules se miden las latitudes (norte-sur).

Finalmente, se destacan a continuación los paralelos y meridianos más conocidos (Fig.2.34), utilizados en muchas ocasiones como referencia para situar puntos sobre el mapa cartográfico terrestre. Los cinco paralelos más importantes son, de norte a sur, el círculo

polar ártico (66°N); el trópico de Cáncer (23°N); el ecuador (es la referencia, el origen de coordenadas desde el cual se definen los demás paralelos); el trópico de Capricornio (23°S) y el círculo polar antártico (66°S). El meridiano referencia, análogo al paralelo que pasa por el ecuador terrestre, se conoce como Meridiano de Greenwich. Es el origen de coordenadas desde el cual se toman las longitudes hacia este y oeste.

Figura N° 2.33: Paralelos Meridianos y Trópicos



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

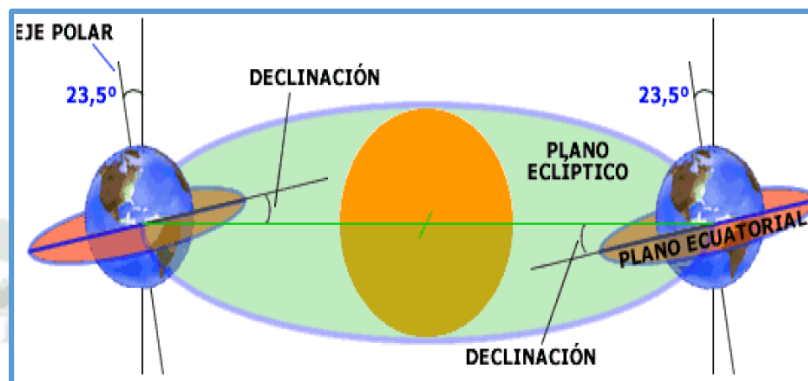
1.27.4. Ángulos solares

Para el correcto entendimiento de los parámetros que influyen a la hora de determinar la posición de los colectores de radiación solar, es necesario llevar a cabo previamente un análisis de los varios ángulos que, de un modo u otro, tienen relación con el recurso solar y su incidencia sobre la Tierra. Es sólo a través de su conocimiento como se podrá eventualmente maximizar el rendimiento de la Central Solar Térmica objeto de este estudio, pues es el recurso solar que llega al planeta terrestre el que, a través de transformaciones desarrolladas en secciones posteriores, dará lugar a la generación de electricidad.

1.27.4.1. Declinación Solar (δ)

El eje de rotación terrestre, o eje polar, está inclinado un ángulo determinado ($23^{\circ}45'$) con respecto al eje eclíptico, que es perpendicular al plano que contiene los centros del Sol y de la Tierra (plano eclíptico). La declinación solar se define como el ángulo entre la proyección de la línea que une los centros de Sol y Tierra y su proyección sobre el plano ecuatorial como se muestra en la siguiente figura.

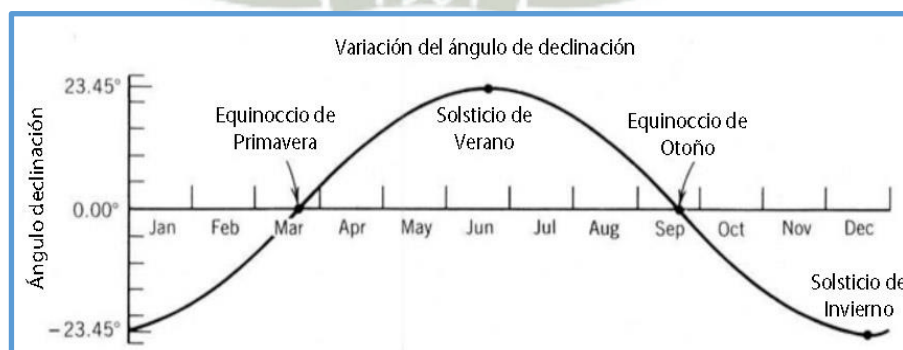
Figura N°2.34: Declinación solar



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

Éste ángulo no es constante, sino que a medida que la Tierra se desplaza alrededor del Sol, su valor varía entre $[-23^{\circ}45', 23^{\circ}45']$, siendo los valores correspondientes a los equinoccios $\delta=0^{\circ}$; $23^{\circ}45'$ en el solsticio de invierno; y $-23^{\circ}45'$ en el solsticio de verano. El resto del año, este ángulo prosigue un recorrido como el mostrado en la siguiente figura:

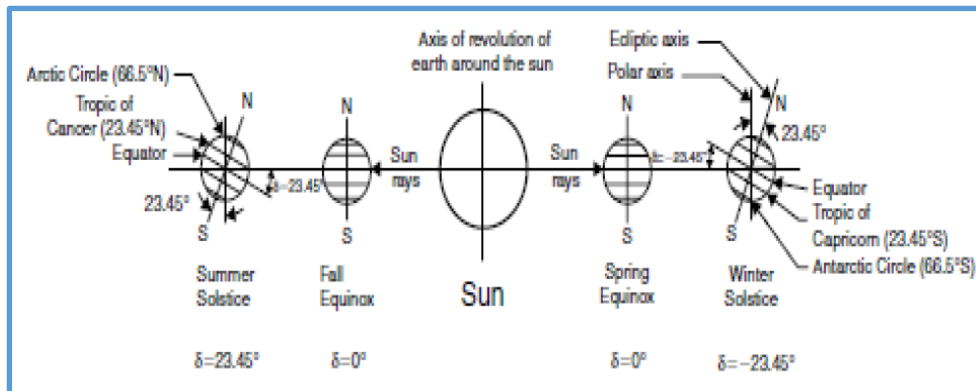
Figura N°2.35: Declinación solar durante el año



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

Es interesante también estudiar la Figura 2.36, relacionada también con la declinación solar:

Figura N° 2.36: Declinación solar durante el año



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

1.27.4.2. Angulo Horario (h)

El ángulo horario de un punto de la superficie terrestre se define como el ángulo que habría que girar el meridiano en el que se encuentra dicho punto para ponerlo exactamente debajo del Sol (mediodía). Por consecuencia directa de esta definición se deriva que el ángulo horario de un meridiano al mediodía es cero (ver Figura N°2.37).

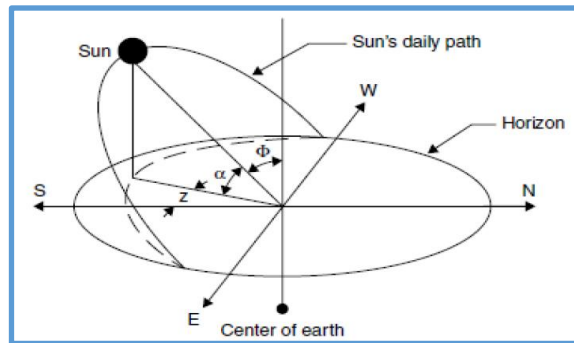
1.27.4.3. Angulo de Altitud Solar (α)

Es el ángulo existente entre la dirección de los rayos procedentes del Sol y un plano horizontal. Si se toma un plano vertical en vez de horizontal, se conoce cómo ángulo zenit (Φ). Por lo tanto se deduce que la suma de α y Φ es noventa grados (ver Figura N°2.37).

1.27.4.4. Angulo Azimutal (z)

Se define como el ángulo entre la proyección de los rayos del sol sobre el plano horizontal y el eje sur de coordenadas. Para un mejor entendimiento de este concepto, observar la Figura N°2.37

Figura 2.37: Ángulos solares α , ϕ y z



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

1.27.4.5. Ángulo Azimutal de Superficie (Z_s)

Es el ángulo que se forma entre la proyección de la normal de la superficie colectora sobre el suelo y el eje sur de coordenadas.

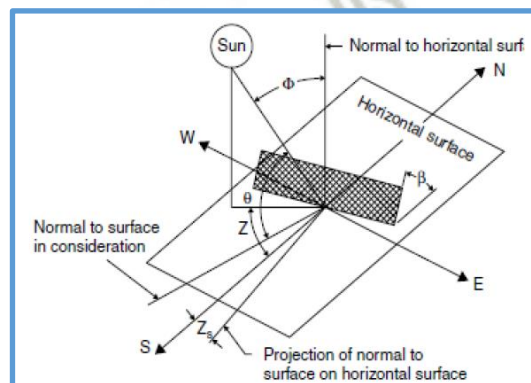
1.27.4.6. Ángulo de Incidencia (θ)

Se define como el ángulo entre la dirección de los rayos solares y la normal a una superficie. Si ésta es horizontal, coincide exactamente con el ángulo Φ .

1.27.4.7. Ángulo de Inclinación (β)

Es el ángulo con el que se inclina la superficie colectora de la radiación solar con respecto del suelo. Estos tres últimos ángulos (Z_s , θ , β) se aprecian con claridad en la Figura N°2.38:

Figura N°2.38: Ángulos solares Z_s , ϕ y β



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

No se debe confundirse la normal al plano horizontal (suelo) con la normal al plano que hace las veces de superficie colectora de radiación solar.

1.27.5. Radiación Solar

Todo cuerpo, ya sea sólido, líquido o gaseoso, cuya temperatura es mayor que el cero absoluto, emite energía en forma de ondas electromagnéticas. La radiación es, junto a conducción y convección, uno de los tres únicos métodos de intercambio de energía calorífica entre dos cuerpos. A efectos prácticos, la radiación considerada para este proyecto es la térmica, esto es, enteramente dependiente de la temperatura. Además, se restringen aún más las posibles opciones si se tiene en cuenta que la radiación térmica interesante desde el punto de vista de aplicaciones a partir de energía solar es aquella cuya longitud de onda abarca desde los rayos infrarrojos hasta los ultravioleta, pasando por el espectro visible.

Se comienza detallando la definición y propiedades de radiación térmica, puesto que es la forma de radiación asociada a los rayos solares. Según *9+: “Consiste en la energía emitida por un cuerpo debido a su temperatura”. Cuando un haz de luz portando energía térmica sobre un cuerpo, entran en juego tres propiedades de la radiación muy importantes:

- a. Reflectividad (ρ): parte de la radiación térmica que es reflejada por el cuerpo de vuelta al espacio.
- b. Absortividad (α): parte de la radiación térmica que es absorbida por el cuerpo.
- c. Transmitividad (τ): parte de la radiación térmica que se transmite a través del cuerpo.

Además, por la ley de conservación de la energía, se debe cumplir que:

$$\rho + \alpha + \sigma = 1$$

Otra de las propiedades importantes relacionadas con el ámbito de la radiación térmica es la emisividad (ϵ), que se define como la relación entre a energía emitida por el cuerpo de

estudio y la emitida por un cuerpo negro. Este último se define como aquel que absorbe toda la energía que incide sobre él y emite lo máximo para cada temperatura dada (y por lo tanto,

$$\rho = 0; \sigma = 0; \varepsilon = 1; \alpha = 1$$

La potencia emitida por unidad de área desde un cuerpo es enteramente dependiente de la temperatura, (elevada a la cuarta potencia), y se cuantifica mediante la ley de Stefan-Boltzmann:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

Otras de las magnitudes asociadas a la medición de radiación solar térmica, en este caso por unidad de superficie, son la irradiancia (G , medida en $[W/m^2]$) y la irradiación (H , en $[J/m^2]$). La superficie colectora puede recibir la radiación de tres maneras distintas: radiación directa, si el recurso solar incide directamente sobre el colector; radiación difusa, que es la asociada a la radiación solar que se dispersa en la atmósfera pero acaba por incidir sobre la superficie; y la radiación reflejada, ya sea por el suelo, lagos, montañas o cualquier otro tipo de accidente geográfico. Finalmente, y a modo de ejemplo, se muestra cómo calcular la irradiancia total incidente sobre una superficie horizontal cualquiera:

$$G_{total} = G_{directa} + G_{difusa} + G_{reflejada}$$

El mismo procedimiento se sigue para obtener H_{total}

2. CAPITULO III – CONDICIONES DE LUGAR

2.1. LOCALIZACION DE LA CENTRAL DE CICLO INTEGRADO

Cuando se comienza el proyecto de diseño de una central de ciclo integrado, uno de los primeros y principales puntos a tener en cuenta es su localización. El factor más determinante a la hora de elegir un emplazamiento para la central es, sin duda, la radiación solar. Sin embargo, existen otros aspectos técnicos que también deben tenerse en cuenta, como la superficie del campo solar de heliostatos o la necesidad de agua y de una infraestructura eléctrica y punto de suministro de gas natural, a continuación se analizarán los requisitos a tener en cuenta para la localización de la central para su funcionamiento correcto.

- a. Climatología, la zona en donde ubicará la central debe de tener valores máximos de irradiación solar directa para nuestro caso el valor promedio es de 1.0 a 1.1 kWh/m² de tal forma que garantice la viabilidad técnica y económica del proyecto.
- b. Topografía, la ubicación tiene que ser una superficie plana para evitar puntos de sombra en el parque de heliostatos y facilitar la construcción y el montaje de la central.
- c. Disponibilidad de recurso hídrico en la zona ya sea subterránea reservorio o de red reduciendo el costo de suministro de agua y cumplimiento con la normatividad vigente de la autoridad nacional del agua ANA y autoridades competentes en la zona.
- d. Punto de suministro de gas natural GN: el ciclo combinado de la central tiene que ser abastecido por una línea de gas natural proveniente del gasoducto del sur.
- e. Disponibilidad de vías de acceso: el emplazamiento deberá estar cercano a vías de acceso importantes o carreteras de penetración.
- f. Disponibilidad de conexión eléctrica a la red: se debe tener una localización estratégica cercano a clientes potenciales, particulares o al sistema interconectado nacional SEIN

para reducir líneas de transmisión eléctrica y tener garantizado un mercado al cual podamos vender la energía generada.

3.2 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO SEGÚN EL NIVEL DE IRRADIACION

Primeramente hagamos una diferencia entre dos definiciones importantes, la irradiancia es la magnitud utilizada para describir la potencia incidente por unidad de superficie de la radiación solar, y sus unidades son kW/m² en cambio la irradiación es la magnitud que mide la energía por unidad de superficie a lo largo del tiempo sus unidades son kWh/m². Durante el verano austral (diciembre a marzo) el sol se encuentra irradiando el hemisferio sur con mayor intensidad, sin embargo, este hecho no se traduce en los mapas, especialmente en la parte norte y central de la sierra y selva (0 a 10° S y 70 a 79° W), las mismas que presentan valores relativamente bajos de energía solar, no obstante la considerable altitud de las zonas montañosas que determinan una menor absorción de la irradiación al atravesar un menor espesor atmosférico. Esto se debe a la interacción de los principales controladores climáticos tales como el Sistema de Alta presión del Océano Pacífico Sur (APS), el Sistema de Alta presión del Atlántico Sur (AAS); la Zona de Convergencia Intertropical ZCIT muy activa en este hemisferio en estos meses, la Alta de Bolivia que se asocia a sistemas convectivos que suelen afectar mayormente la sierra y selva norte y central del Perú. y la Cordillera de los Andes, determinan la llegada y/o formación en el territorio peruano de sistemas nubosos que originan las lluvias en esta época (época lluviosa), lo que genera una sustancial disminución de la transmisividad atmosférica sobre toda esta región.

Para efectuar la selección apropiada se obtuvo información del atlas solar del Perú información elaborada por el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI y el ministerio de energía y minas del Perú MINEN. La red de medición de irradiación solar del SENAMHI compuesta de estaciones con piranómetros, instrumentos de precisión que

registran directamente la irradiación solar; actinógrafos, que son instrumentos registradores no tan precisos pero que brindan un valor aproximado de irradiación solar; y con heliógrafos, instrumentos con los que se estima de forma indirecta la irradiación solar a través de las horas de duración del brillo solar. Se cuenta también con estaciones meteorológicas automáticas, las cuales son parte del programa sostenido de mediciones de irradiación solar y cuyos datos han sido utilizados para la validación de los datos históricos existentes, así como para el levantamiento de datos en lugares críticos sin información histórica. La ubicación, récord de datos y tipo de instrumento de medición de las estaciones meteorológicas que conforman la red de estaciones de irradiación solar se presenta en la Tabla 3.1, mientras que un resumen de las principales variables climatológicas de las mismas se presenta en la Tabla 3.2.

Tabla N°3.1: Ubicación geográfica, récord histórico y tipo de instrumento de irradiación solar en las estaciones base

Estación meteorológica	Latitud (°S)	Longitud (°W)	Altitud (msnm)	Récord histórico	Instrumento de medición
Miraflores	5,17	80,62	30	1 979-1 992	Piranómetro
San Ramón SM	5,56	76,05	184	1 972-1 982	Actinógrafo
El Porvenir	6,35	76,19	230	1 964-1 971	Actinógrafo
Bambamarca	6,40	78,31	2 536	1 967-1 977	Actinógrafo
Bellavista	7,03	76,33	247	1 971-1 973	Actinógrafo
Weberbauer	7,17	78,50	2 536	1 980-1 985	Piranómetro
Huayao	12,03	75,32	3 308	1 977-1 996	Piranómetro
A. Von Humboldt	12,08	76,95	238	1 968-1 999	Piranómetro
Cosmos	12,15	75,57	4 575	1 986-1 988	Piranómetro
Granja Kcayra	13,55	71,87	3 219	1 980-1 988	Piranómetro
San Camilo	14,07	75,72	398	1 978-1 988	Piranómetro
Chuquibambilla	14,78	70,73	3 971	1 980-1 984	Piranómetro
Puno	15,83	70,02	3 820	1 977-1 993	Piranómetro
Characato-La Pampilla	16,45	71,48	2 451	1 978-1 987	Piranómetro
La Joya	16,58	71,92	1 295	1 967-1 993	Actinógrafo

Fuente: SENAMHI

Tabla N°3.2: Valores de las principales variables climáticas de las estaciones base

Estación meteorológica	Energía solar diaria (kWh/m ²)	Heliofanía relativa (%)	Temperatura máxima (°C)	Temperatura mínima (°C)	Precipitación total (mm/año)
COSTA					
Miraflores	5,75	56	30,7	19,3	216
A. Von Humboldt	4,06	40	23,3	15,5	16
San Camilo	5,92	61	28,7	13,4	11
La Joya	7,03	75	27,0	10,1	77
SIERRA					
Bambamarca	4,56	44	19,4	9,5	737
Weberbauer	4,92	49	21,3	7,6	644
Cosmos	4,92	46	9,2	-0,7	1 047
Huayao	6,00	56	19,6	4,4	765
Granja Kcayra	5,44	53	20,7	3,7	674
Chuquibambilla	6,08	59	16,8	-2,4	715
Puno	6,36	70	14,7	2,0	753
Characato	6,50	73	22,8	6,8	78
SELVA					
San Ramón SM	4,67	41	31,3	20,8	2 158
El Porvenir	3,89	41	32,5	20,4	1 041
Bellavista	4,78	40	32,2	20,9	928

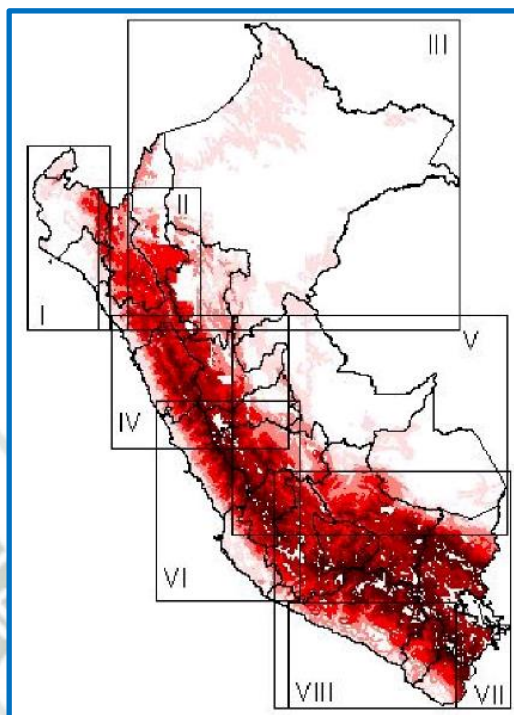
Fuente: SENAMHI

Tabla N°3.3: Coordenadas de las zonas de simulación establecidas

Zona	Latitud (°)		Longitud (°)	
	máxima	mínima	máxima	mínima
I Costa Norte	-3,35	-9,69	-78,27	-81,44
II Sierra Norte	-4,46	-8,32	-76,80	-79,55
III Selva Norte	0,01	-8,32	-69,89	-78,77
IV Sierra Central	-7,89	-13,82	-74,45	-79,22
V Selva Sur	-7,41	-13,82	-68,55	-76,87
VI Costa Central	-10,18	-16,00	-74,12	-77,98
VII Sierra Sur	-12,05	-18,38	-68,54	-75,99
VIII Costa Sur	-15,00	-18,38	-68,54	-74,48

Fuente: SENAMHI

Figura N°3.1: Zonas de Simulación



Fuente: SENAMHI

Tabla N°3.4: Hora de salida del sol (HS), hora de puesta del sol (HP) y duración astronómica del día (N), para diferentes latitudes

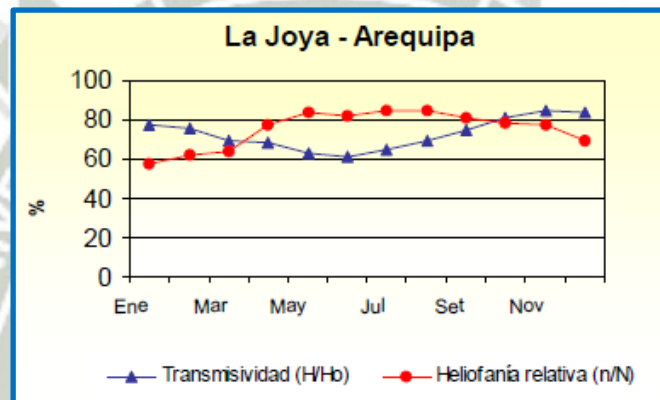
Lat (S)	10°			12°			14°			16°			18°		
	HS	HP	N	HS	HP	N	HS	HP	N	HS	HP	N	HS	HP	N
Ene	05:50	18:29	12.7	05:47	18:32	12.8	05:44	18:35	12.9	05:40	18:39	13.0	05:37	18:42	13.1
Feb	06:02	18:27	12.4	06:00	18:28	12.5	05:58	18:30	12.5	05:56	18:32	12.6	05:54	18:34	12.7
Mar	06:04	18:14	12.2	06:04	18:14	12.2	06:03	18:14	12.2	06:03	18:14	12.2	06:03	18:15	12.2
Abr	06:04	17:56	11.9	06:05	17:55	11.8	06:06	17:53	11.8	06:08	17:52	11.7	06:09	17:50	11.7
May	06:07	17:46	11.7	06:09	17:43	11.6	06:12	17:40	11.5	06:15	17:37	11.4	06:18	17:34	11.3
Jun	06:14	17:47	11.6	06:18	17:43	11.4	06:21	17:40	11.3	06:25	17:36	11.2	06:29	17:32	11.1
Jul	06:18	17:54	11.6	06:21	17:51	11.5	06:25	17:47	11.4	06:28	17:44	11.3	06:32	17:40	11.1
Ago	06:11	17:58	11.8	06:13	17:56	11.7	06:15	17:54	11.7	06:17	17:52	11.6	06:20	17:50	11.5
Set	05:54	17:57	12.1	05:54	17:56	12.0	05:55	17:56	12.0	05:55	17:55	12.0	05:56	17:55	12.0
Oct	05:36	17:55	12.3	05:35	17:57	12.4	05:34	17:58	12.4	05:32	17:59	12.5	05:31	18:01	12.5
Nov	05:27	18:02	12.6	05:25	18:05	12.7	05:22	18:08	12.8	05:19	18:10	12.9	05:16	18:14	13.0
Dic	05:34	18:16	12.7	05:30	18:20	12.8	05:27	18:24	13.0	05:23	18:28	13.1	05:19	18:31	13.2

Fuente: SENAMHI

Transmisividad atmosférica: También conocida como coeficiente de transmisión de la atmósfera. Es la medida de la tasa de transferencia de la energía solar que no es absorbida después que el haz atraviesa la unidad de espesor del medio atmosférico.

Heliofanía (n): Es el tiempo, en horas, durante el cual el sol tiene un brillo solar efectivo en el que la energía solar directa alcanza o excede un valor umbral variable entre 120 y 210 W/m², que depende de su localización geográfica, del equipo, del clima y del tipo de banda utilizada para el registro (WMO, 1 992). También se le suele denominar “brillo solar” ó “insolación”.

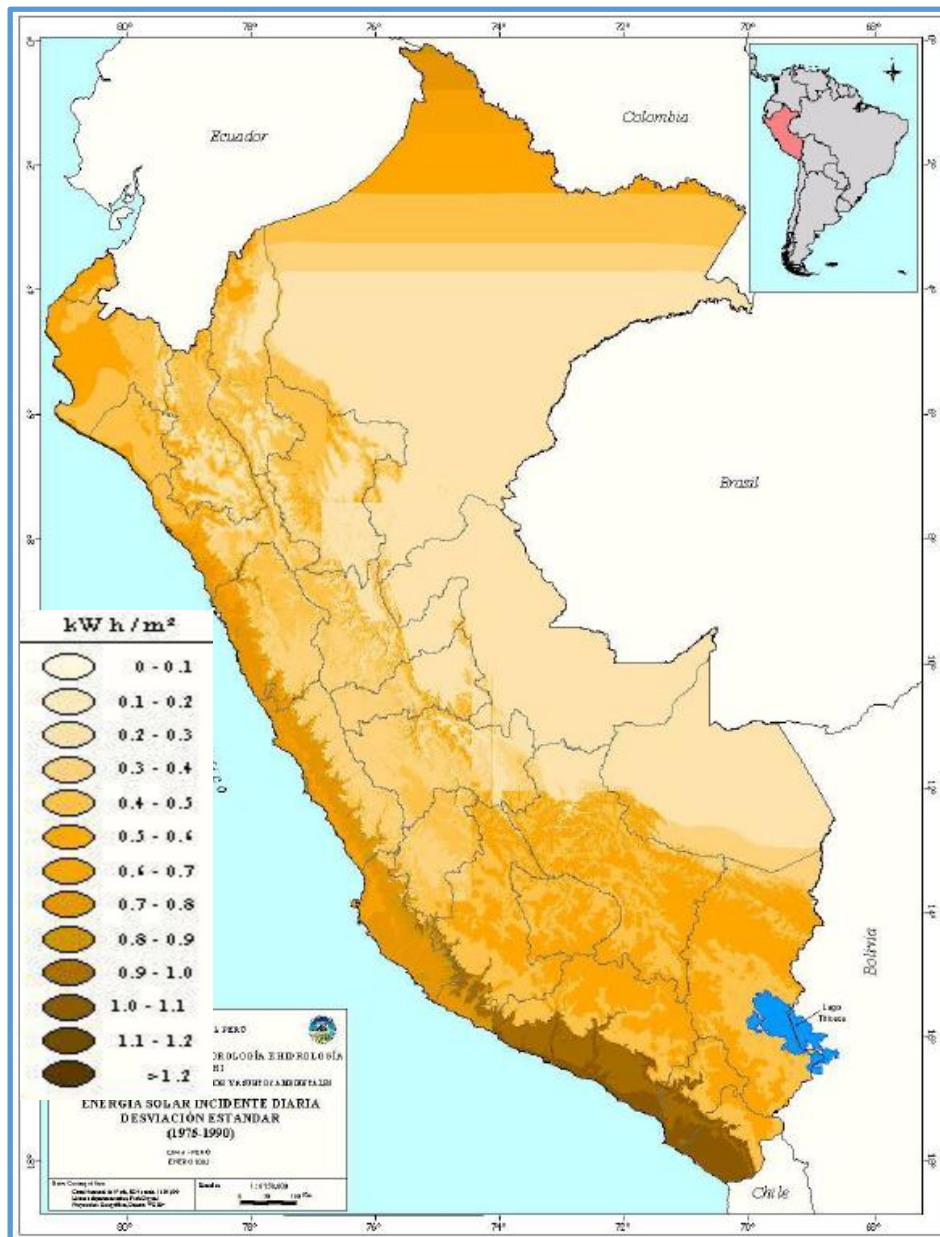
Tabla N°3.5: Valores de transmisividad y heliofonía relativa



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

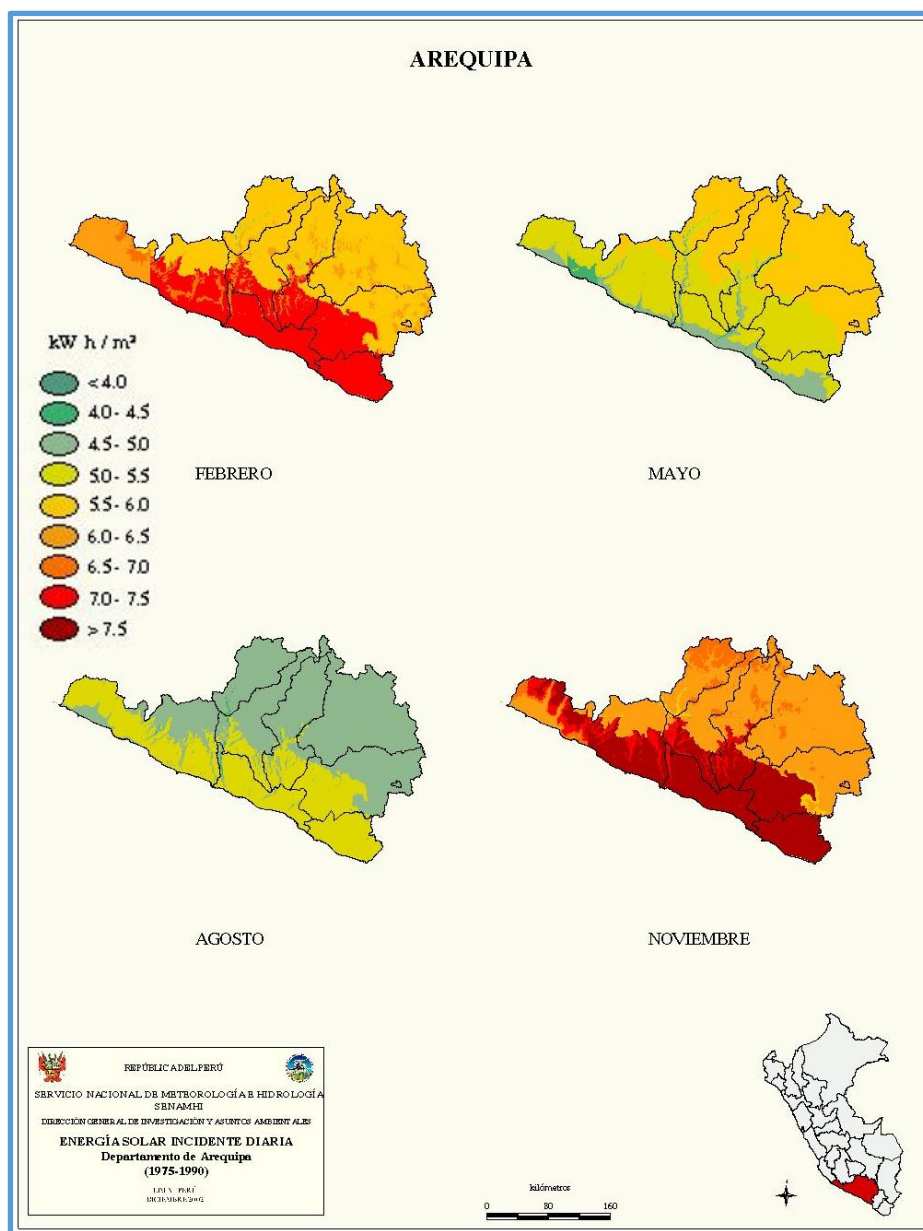
En los mapas solares mostrados a continuación se identifica la irradiación solar promedio en distintos meses del año en el territorio nacional se logra distinguir también el potencial solar en zonas cálidas a lo largo de la costa y parte de la sierra del Perú con valores de 0.9 a 1.2 KW/m² en la costa sur del país (Arequipa Moquegua y Tacna) zonas propicias en donde se pueden ejecutar proyectos de generación de energía.

Figura N°3.2: Mapa de Irradiación promedio en el Perú



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

Figura N°3.3: Mapa de Irradiación promedio en el Perú



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

2.2. PUNTO DE DISEÑO DE LA CENTRAL INTEGRADA ISCC

Teniendo en cuenta las ecuaciones del ángulo altitud solar, cenital y azimut en función de los ángulos horario, declinación, latitud .con estos datos podemos calcular la posición del Sol en el cielo, en función de la fecha, hora y localización de la central de producción de energía eléctrica.

Figura N°3.4: Ubicación de central integrada ISCC



Fuente: Google Earth

La planta termosolar la ubicamos en el distrito de la Joya $-16^{\circ} 45' 41,89''$ Latitud Sur y $-71^{\circ} 55' 54,30''$ Longitud Oeste. Entonces definimos el ángulo de latitud en grados como:

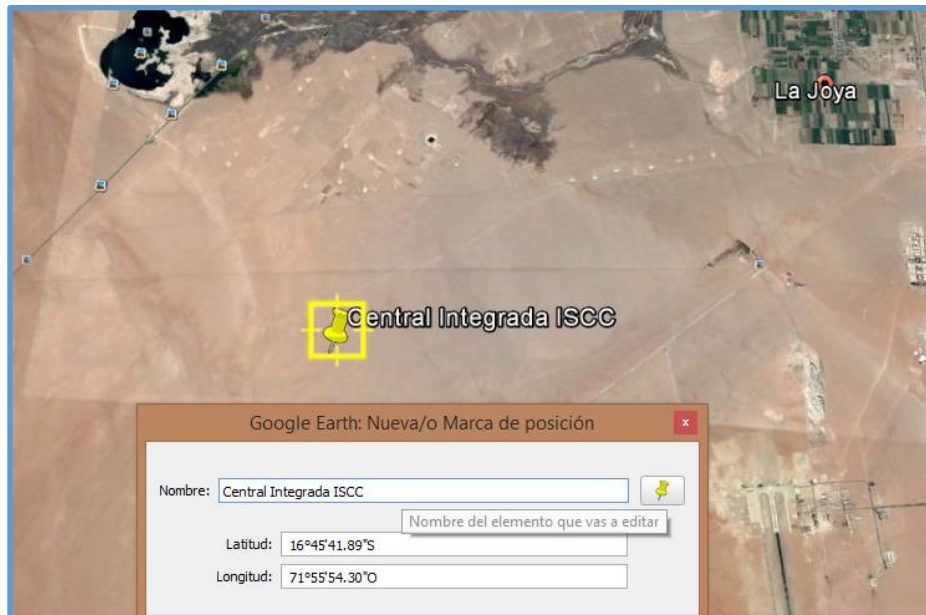
$$\varnothing = 16.86^{\circ}$$

Figura N°3.5: Delimitación de la central integrada ISCC



Fuente: Google Earth

Figura N°3.6: Coordenadas de ubicación de la central integrada ISCC



Fuente: Google Earth

La máxima radiación se produce durante el mediodía solar 12:00 h, se puede corroborar esta información con los datos de la tabla 3.2, este será un punto de diseño para evitar el sobredimensionamiento de planta, ya que afecta directamente al presupuesto de la planta causando un aumento en el presupuesto de la planta. Un segundo punto de diseño es la fecha, es importante escoger el día que se encuentre entre las temporadas de verano e invierno. Si se dimensionara para invierno, el número de heliostatos sería mucho mayor al ser la radiación menor en estos meses, como lo muestra la Tabla 3.2., sucedería por lo contrario en los meses de verano se desenfocarían muchos heliostatos no rentabilizando su inversión. Si se dimensionara para verano, el número de heliostatos sería mucho menor que en el caso anterior debido a la radiación del punto de diseño sería mayor. entonces el número de heliostatos sería bajo para alcanzar las condiciones nominales de la planta, en consecuencia teniéndose que aportar la energía de combustibles.

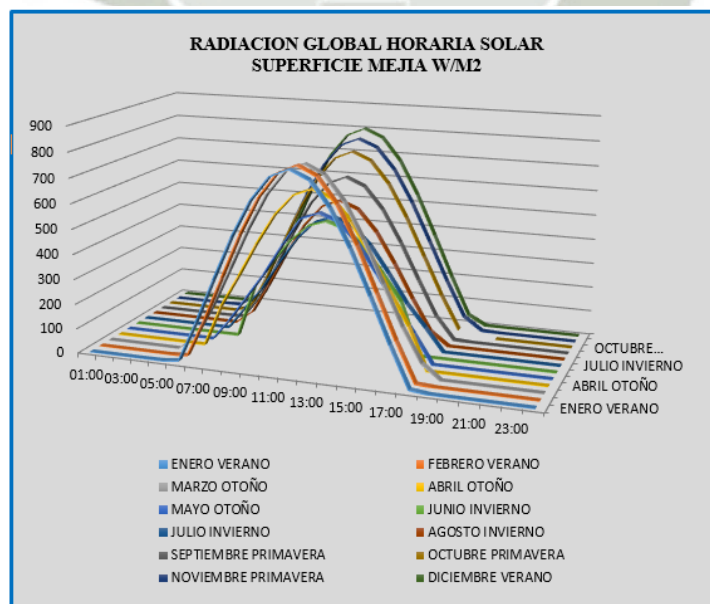
Con lo cual la opción rentable es la de escoger un día intermedio en cuanto a la radiación solar entre invierno y primavera, por lo que se ha escogido para el cálculo del punto de diseño 14 septiembre.

Tabla N°3.6 Radiación Global horaria sobre la superficie de distrito de la Joya (w/m2)

HESMIFERIO SUR	VERANO	VERANO	OTOÑO	OTOÑO	OTOÑO	INVIERNO	INVIERNO	INVIERNO	PRIMAVERA	PRIMAVERA	PRIMAVERA	VERANO
HORAS/MES	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
01:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
02:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
03:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
04:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
05:00	1.01	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3.47	1.01
06:00	9.47	5.56	58.32	0	0	0	0	0	4.11	23.91	56.7	40.89
07:00	172.06	162.76	192.2	172.4	90.49	0	95.33	55.69	97.36	162.48	203.76	200.49
08:00	348.33	338.06	351.17	300.78	195.11	215.39	186.29	183.28	241.67	319.38	364.38	372.39
09:00	518.81	510.78	512.55	436.85	299.73	320.05	302.17	320.95	390.45	475.49	520.51	537.87
10:00	661.57	657.18	651.96	557.43	421.41	417.01	408.55	444.21	520.16	608.67	651.71	676.01
11:00	756.63	755.4	746.53	640.43	532.23	485.37	483.19	529.52	608.6	698.35	739.24	767.81
12:00	790.3	790.4	780.8	670.23	560.56	510.45	510.35	560.21	640.37	730.27	770.35	800.24
13:00	756.63	755.4	746.53	640.43	532.23	485.37	483.19	529.52	608.6	698.35	739.24	767.81
14:00	661.57	657.18	651.96	557.43	454.79	417.01	408.55	444.21	520.16	608.67	651.71	676.01
15:00	518.81	510.78	512.55	436.85	343.97	320.05	302.17	320.95	390.45	475.49	520.51	537.87
16:00	348.33	338.06	351.17	300.78	222.29	215.39	186.29	183.28	241.67	319.38	364.38	372.39
17:00	172.68	162.76	192.2	172.4	117.67	0	95.33	55.69	97.36	162.48	203.76	200.49
18:00	9.47	5.56	58.32	0	0	0	0	0	4.11	23.91	56.7	40.89
19:00	1.01	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3.47	1.01
20:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
00:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0-250	250-500	500-750	w/m2								

Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

Figura N°3.7 Curvas de Radiación Global horaria sobre la superficie de distrito de la Joya (w/m2)



Fuente: Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología SENAMHI

2.3. DISTRIBUCIÓN ÓPTIMA DE LOS HELIOSTATOS

Una distribución óptima de los heliostatos sería que las primeras filas sean las más densas debido a que es aquí donde se obtiene la mayor eficiencia óptica. Sin embargo las pérdidas por sombras y bloqueos, hacen distanciar las filas y colocar los heliostatos en regiones con una eficiencia óptica media-baja. Un procedimiento de optimización exacta, debería trabajar con distribuciones discretas de miles de heliostatos para cada uno de los diseños analizados, calculando la eficiencia óptica y el efecto de las sombras y el bloqueo para cada uno de los heliostatos de forma individual en cada instante de tiempo.



CAPITULO IV – CALCULOS DE INGENIERIA DEL PROYECTO

2.4. CONFIGURACION DE LA CENTRAL TERMOELECTRICA

En este trabajo la idea básica es la integración de la energía solar térmica en una planta de energía convencional de ciclo combinado para reemplazar el vapor extraído en el ciclo regenerativo de vapor. El vapor extraído se utiliza normalmente para precalentar el agua de alimentación antes de entrar a la caldera. Esta definición no solo reduce el consumo de combustible, sino que también utiliza eficientemente la energía solar la cual es limpia libre y renovable.

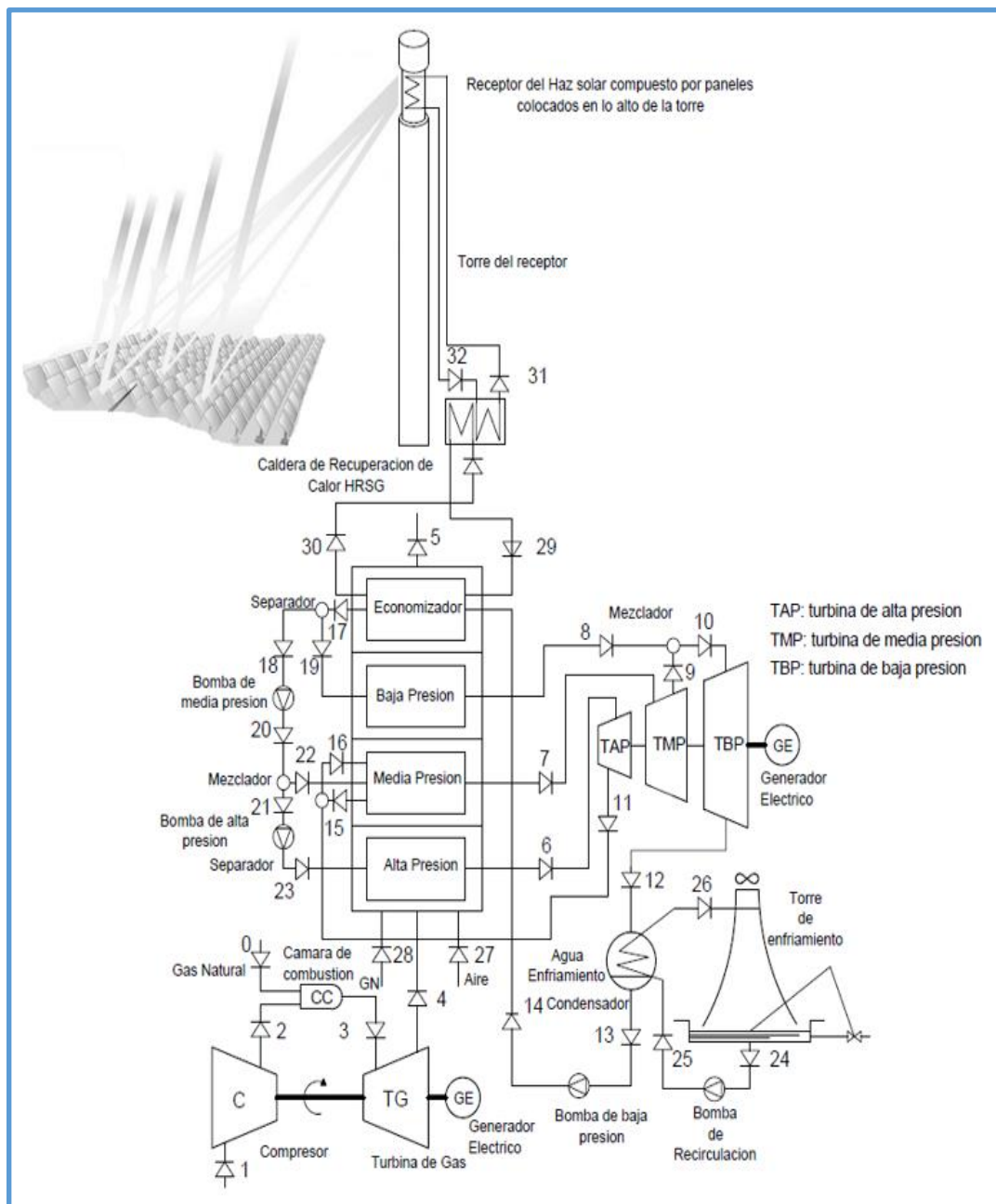
La configuración en el diseño de la central termoeléctrica de ciclo combinado con colectores solares integrados (Integrated Solar Combined Cycle, ISCC) estará constituida por una turbina de gas, una caldera de recuperación de calor HRSG conformada con un sobrecalentador, evaporador y economizador de alta y baja presión y una turbina de vapor de alta y baja presión en un solo eje.

2.5. DISEÑO ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DEL CICLO INTEGRADO (ISCC)

A continuación se describirá la metodología empleada para el cálculo energético y exergetico del ciclo combinado convencional de la central integrada se analizan termodinámicamente cada uno de los equipos que lo componen y plantean ecuaciones termodinámicas para la obtención de los índices energéticos y exergeticos. EL diseño se realizara tomando todo como un sistema que se compone de componentes básicos y de relaciones existentes entre ellos y su entorno y hacer más sencillo el análisis termodinámico del sistema.

2.6. ESQUEMA DE PLANTA

Figura N° 4.1: Esquema de Planta



Fuente: Elaboración Propia

2.7. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO

El procedimiento utilizado para efectuar los cálculos del análisis energético y exergético del presente trabajo de tesis fue el siguiente:

1. Se elabora el esquema termodinámico del ciclo combinado y la central solar de torre con heliostatos en torno a los equipos importantes del sistema, identificando las secciones características y los flujos de aire, gases, vapor y combustible.
2. En base a la información ofrecida por los fabricantes de cada equipo y/o de los datos obtenidos en plantas operativas, así como de las condiciones del ambiente de referencia, se construye una tabla en donde se indican para cada sección:
 - a. Número de sección
 - b. Tipo de fluido
 - c. Propiedades más importantes, como presión, temperatura, volumen específico, entalpía, entropía y exergía, calidad del vapor. El proceso es analítico, haciendo uso del software EES y de tablas de vapor y de aire.
3. Se aplica la metodología correspondiente al análisis energético y exergético, separando para ello el sistema de modo práctico, determinando volúmenes de control a los cuales se aplicaron las leyes termodinámicas del análisis energético y exergético considerando que:
 - a. Se asume un estado de flujo permanente dejando fuera los problemas de carácter dinámico.
 - b. Los efectos de la energía cinética y potencial de los flujos másicos de las corrientes que entran o salen del volumen de control son despreciados, ya que los cambios en estas formas de energía son sumamente pequeños comparados con los cambios en la entalpía de los flujos másicos de las mismas corrientes.

- c. Se efectúan los cálculos de la energía y exergía de los flujos y volúmenes de control, con la ayuda de los datos ofrecidos por los fabricantes de los equipos (o caso contrario, con datos obtenidos de la planta).
- d. Se efectúa un balance de energía y exergía total del sistema para calcular la eficiencia energética y exergética del ciclo combinado de la central integrada.

Se identifican los principales equipos o puntos críticos en donde las pérdidas de energía y exergía son representativas. Mediante el estudio de las magnitudes obtenidas del análisis se realizarán las valoraciones pertinentes.

2.8. PARAMETROS DE DISEÑO DE LA PLANTA

Según el esquema de planta visto en la Figura N° 4.1, los siguientes datos se considerarán para el desarrollo de la presente memoria de cálculo:



2.9. PARAMETROS DE DISEÑO DEL CICLO DE GAS

Tabla N°4.1: Parámetros de Diseño del Ciclo de Gas

Componente	Parámetro	Descripción	Valor	Observación
Compresor (k)	Presión atmosférica(P1)	Es la presión atmosférica del lugar donde estará instalada la Central	1 Bar	El calor específico considerado es para el aire
	Temperatura Ambiente (T1)	Es la temperatura promedio del medio ambiente	20°C=293 K	Temperatura e entrada al compresor
	Relación de presiones (π)	Cociente entre la presión de salida y entrada al compresor	$10 < \pi < 20$	Su valor varia de 10 a 20
	Eficiencia adiabática del compresor ($\eta_{ad,k}$)	Eficiencia adiabática del compresor en condiciones ideales	$\eta_{ad,k}=0.90$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
	Eficiencia mecánica del compresor ($\eta_{m,k}$)	Toma en cuenta las pérdidas de potencia mecánica	$\eta_{m,k}=0.94$	Valor recomendado por el fabricante
Cámara de combustión (CC)	Eficiencia de la cámara de combustión ($\eta_{ad,cc}$)	Relación entre el calor que realmente participa en el ciclo y el generado por la combustión	$\eta_{cc}=0.98$	Valor recomendado por el fabricante
	Relación aire combustible (AC)	Relación de masa existente entre el aire utilizado en el proceso de combustión respecto al combustible	AC por definir	Se calcula a partir del balance estequiometrico
	Poder Calorifico inferior (PCI)	Considera que el vapor de agua contenido en los gases de combustión no condensa	PCI=48363 kJ/kg	Es el poder calorífico inferior considerado para el gas natural

Componente	Parámetro	Descripción	Valor	Observación
Cámara de combustión (CC)	Calor específico a presión constante (C_p)	Cantidad de calor que se suministra a una sustancia para elevar su temperatura en una unidad	$C_p=1.0035$ kJ/kgK	El calor específico considerado es para el aire
	Constante del Gas (K)	Es la relación de calores específicos del ciclo de Gas	$K=1.4$	La constante del gas considerado es para el aire
Turbina de Gas (TG)	Eficiencia adiabática de la Turbina de Gas ($\eta_{ad,t}$)	Es la eficiencia isoentropica de la turbina en condiciones ideales	$\eta_{ad,t}=0.92$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
	Eficiencia mecánica de la Turbina de Gas ($\eta_{m,t}$)	Es la eficiencia que toma en cuenta las pérdidas de potencia mecánica	$\eta_{m,t}=0.94$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
Generador Eléctrico (GE1)	Eficiencia eléctrica del generador (η_{elec})	Es la eficiencia de conversión del generador eléctrico	$\eta_{elec}=0.97$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante

Fuente: Elaboración Propia

2.10. PARÁMETROS DE DISEÑO DEL CICLO DE VAPOR

Tabla N°4.2: Parámetros de Diseño del Ciclo de Vapor

Componente	Parámetro	Descripción	Valor	Observación
Turbina de Vapor (TV)	Eficiencia adiabática de la Turbina de Vapor ($\eta_{ad,tv}$)	Es la eficiencia isoentropica de la turbina en condiciones ideales	$\eta_{ad,tv}=0.92$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
	Eficiencia mecánica de la Turbina de Vapor ($\eta_{m,tv}$)	Es la eficiencia que toma en cuenta las pérdidas de potencia mecánica	$\eta_{m,tv}=0.94$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
Generador Eléctrico (GE1)	Eficiencia eléctrica del generador (η_{elec})	Es la eficiencia de conversión del generador eléctrico	$\eta_{elec}=0.97$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
Condensador (C)	Presión en el condensador (P_{cond})	Es la presión de vacío necesaria en el condensador	$P_{cond}=20$ KPa	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante

Desgasificador (D)	Presión en el desgasificador (Pcond)	Es la presión necesaria en el desgasificador	$Pd=1$ bar	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
Componente	Parámetro	Descripción	Valor	Observación
Bomba del condensador (BC)	Eficiencia mecánica de la Bomba ($\eta_{m,bc}$)	Es la eficiencia que toma en cuenta las pérdidas de potencia mecánica en la bomba	$\eta_{m,bc}=0.94$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
Bomba del desgasificador (BD)	Eficiencia mecánica de la Bomba ($\eta_{m,bd}$)	Es la eficiencia que toma en cuenta las pérdidas de potencia mecánica en la bomba	$\eta_{m,bd}=0.94$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
Bomba de la torre de enfriamiento (BTE)	Eficiencia mecánica de la Bomba ($\eta_{m,bte}$)	Es la eficiencia que toma en cuenta las pérdidas de potencia mecánica en la bomba	$\eta_{m,bte}=0.94$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
Caldera de Recuperación de Calor (HRSG)	Eficiencia de la caldera de recuperación de calor (η_{HRSG})	Es la eficiencia que toma en cuenta las pérdidas por transferencia de calor	$\eta_{HRSG}=0.96$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante
Torre de Enfriamiento (TE)	Altura sobre el nivel del mar (msnm)	Es la altura a la cual se encuentra ubicada la central termoeléctrica	2250 msnm	Este parámetro depende de la condiciones del lugar
	Humedad= relativa (φ)	Es la relación entre la cantidad de vapor de agua que tiene una masa de aire y la máxima que podría tener.	$\varphi=40\%$	Este parámetro depende de la condiciones del lugar
	Rango de la Torre (ΔT)	Es el diferencial de temperatura a la cual trabaja la torre de enfriamiento	$\eta_{m,bte}=0.94$	Se tomó en cuenta el parámetro que recomienda el fabricante

Fuente: Elaboración Propia

2.11. POTENCIAS APROXIMADAS EN BORNES DEL CICLO INTEGRADO

Tabla N°4.3: Potencias Aproximadas

Potencia	Valor
Potencia del Ciclo Combinado (CC)	$P_{CC}=300$ MW
Potencia de la central solar de torre con heliostatos (CST)	$P_{CSP}=30$ MW

Fuente: Elaboración Propia

2.12. CALCULO DE LOS FLUJOS MÁSICOS EN LA TURBINA A GAS

Para el subsistema de turbina a gas se debe determinar la cantidad de gas natural (GN) y la cantidad de aire, ya que el dato conocido es los datos ofrecidos por el fabricante de la turbina a gas, como:

a) Flujo másico de gases

$$\dot{m}_g = 551 \text{ kg/s}$$

b) Temperatura de salida de gases:

$$T = 593 \text{ }^\circ\text{C}$$

Y potencia al eje de la turbina:

$$P_{TG} = 232 \text{ MW}$$

Con estos datos y considerando que la expansión de los gases en la turbina se realiza hasta la presión atmosférica.

$$P_{atm} = 100.6 \text{ kPa}$$

Se encuentra la entalpia de los gases exhaustos con ayuda del calculador de aire, obteniendo:

$$h_4 = 896.16 \text{ kJ/kg}$$

Previamente, es necesario determinar el poder calorífico inferior (*PCI*) del gas natural. Edegel hizo un análisis del gas natural que procede de Camisea y que se usará como combustible en la CT. Este combustible, antes de ingresar a los equipos del ciclo combinado, el GN se regulará a las siguientes condiciones:

a) Presión de suministro:

2.6 MPa (26 bar)

b) Temperatura media:

$$T_{media} = 19\text{ }^{\circ}\text{C}$$

La composición molar fue obtenida del análisis efectuado a diversas muestras de GN arrojando la siguiente composición:

- Metano, 88.42%
- Etano, 10.47%
- Propano, 0.11%
- Nitrógeno, 0.77%
- Dióxido de carbono, 0.23%.

Con los datos de la composición del gas natural (GN), considerando solo los componentes principales (metano, etano y propano) se calcula inicialmente el contenido energético de este gas, el cual se presenta en la Tabla 4.1.

Tabla N°4.4: Composición del Gas Natural y valores de *PCI*.

Composición	Formula	Fracción Molar	Masa Molar	Fracción en Peso	PCI (kJ/kg)
Metano	CH ₄	0.8842	16.04	0.8161	50,050.0
Etano	C ₂ H ₆	0.1047	30.07	0.1812	47,520.0
Propano	C ₃ H ₈	0.0011	44.10	0.0028	46,340.0
Total		0.9900		1.0000	

El análisis de laboratorio efectuado a la muestra de GN que procede de Camisea y que es el gas que se usará en la Central de Ciclo Combinado da un poder calorífico:

a. Poder calorífico superior (PCS): 53,598.43 kJ/kg.

b. Poder calorífico inferior (PCI): 48,362.14 kJ/kg.

Con el trabajo útil de la turbina a gas (potencia al eje), el flujo másico de gases, el PCI del GN y la eficiencia promedio del subsistema a gas se calculan los flujos másicos en la turbina a gas:

$$\eta_{Ter} = \frac{W_{util}}{Q_{ent}} = \frac{W_{T-GE}}{\dot{m}_{comb} PCI} \rightarrow \dot{m}_{comb} = \frac{W_{T-GE}}{\eta_{Ter} PCI} \quad \text{Ecu. 4.1}$$

$$\dot{m}_{comb} = \frac{232000}{(0.388)(49581.3)}$$

$$\dot{m}_{comb} = 12.06 \text{ kg/s}$$

El flujo de aire será igual a:

$$\dot{m}_{aire} = \dot{m}_{gas} - \dot{m}_{comb} = 551 - 12.06$$

$$\dot{m}_{aire} = 538.94 \text{ kg/s}$$

2.13. CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA

Las condiciones iniciales para los diferentes fluidos que intervienen en el ciclo son:

2.13.1. Para el aire

La información meteorológica fue obtenida en base a los datos promedios de las mediciones efectuadas en la Central, las cuales son:

- presión barométrica: 100.6 kPa;
- temperatura media anual: 21 °C;
- humedad relativa media anual: 81.8 %.

2.13.2. Agua de enfriamiento:

Con presión de 0.2 MPa y temperatura promedio anual de 24 °C.

2.13.3. Para el vapor de agua:

De los datos otorgados por el fabricante se tiene:

- a. Sección de alta presión con 13.0 MPa de presión, 556 °C de temperatura y flujo másico de 175 Tn/h.
- b. Sección de media presión con 3.0 MPa de presión, 555 °C de temperatura y flujo másico de 19 Tn/h.
- c. Sección de baja presión, con 0.5 MPa de presión, 288 °C de temperatura y flujo másico de 77 Tn/h.
- d. El condensador trabaja a una presión de 7 kPa.

Los procesos termodinámicos que ocurren en la turbina a gas, han sido asociados a un ciclo estándar de aire (los gases de combustión son considerados como aire), al igual que los gases que se generan en la caldera de recuperación (HRSG). Para determinar las propiedades del vapor y el aire se hace uso de tablas de vapor y aire.

2.14. CALCULO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN

2.14.1. Para máximo trabajo:

$$W_u = W_T - W_C$$

$$W_u = C_{pg}(T_3 - T_4)\eta_{m,tg} - \frac{C_{pa}(T_2 - T_1)}{\eta_{m,k}} \quad \text{Ecu. 4.2}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentropicos, es decir $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$ por lo tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \Delta$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \Delta$$

La relación de compresión es:

$$\Delta = r_c^{\frac{k-1}{k}}$$

El límite metalúrgico es:

$$\Theta = \frac{T_3}{T_1}$$

Reemplazando:

$$W_u = C_{pg}T_4\eta_{m,tg}\left(\frac{T_3}{T_4} - 1\right) - \frac{C_{pa}T_1}{\eta_{m,k}}\left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = C_{pg}T_4\eta_{m,tg}(\Delta - 1) - \frac{C_{pa}T_1}{\eta_{m,k}}(\Delta - 1)$$

$$W_u = (\Delta - 1)C_p\left(T_4\eta_{m,tg} - \frac{T_1}{\eta_{m,k}}\right) = (\Delta - 1)C_pT_1\left(\frac{T_4\eta_{m,tg}}{T_1} - \frac{1}{\eta_{m,k}}\right)$$

$$W_u = \left(\frac{\Delta - 1}{\Delta}\right)C_pT_1\left(\Theta\eta_{m,tg} - \frac{\Delta}{\eta_{m,k}}\right) = C_pT_1\left(\frac{r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1}{r_c^{\frac{k-1}{k}}}\right)\left(\Theta\eta_{m,tg} - \frac{r_c^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{m,k}}\right)$$

$$\frac{W_u}{C_pT_1} = \left(1 - r_c^{\frac{1-k}{k}}\right)\left(\Theta\eta_{m,tg} - \frac{r_c^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{m,k}}\right)$$

$$\Theta = \frac{T_3}{T_1} = \frac{1335.186}{20} = 66.759$$

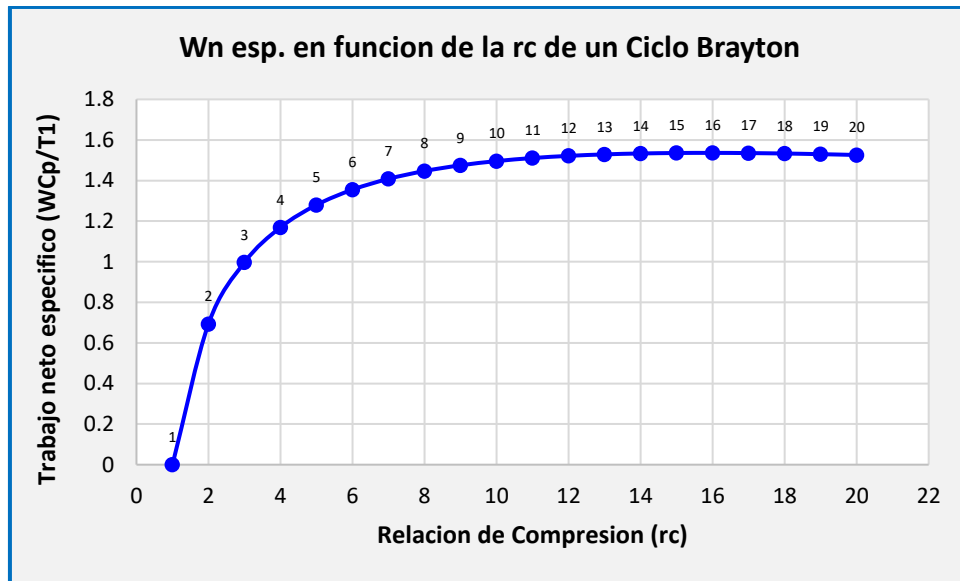
$$\eta_{m,k} = 0.94$$

$$\eta_{m,tg} = 0.94$$

$$k = 1.4$$

$$\frac{W_u}{C_pT_1} = (1 - r_c^{-0.286})(62.753 - 1.064r_c^{0.286}) \quad \text{Ecu. 4.3}$$

Figura N°4.2: Diagrama Wn espe. en función de la rc en un ciclo de Gas



Fuente: Elaboración propia en EES

2.14.2. Para máxima eficiencia:

$$\eta_{cg} = \frac{W_{neto}}{Q_{absorbido}} = \frac{Q_{absorbido} - Q_{cedido}}{Q_{absorbido}} \quad \text{Ecu. 4.2}$$

$$\eta_{cg} = \frac{C_p(T_3 - T_{2s}) - C_p(T_{4s} - T_1)}{C_p(T_3 - T_{2s})} = \frac{C_p(T_3 - T_{4s}) - C_p(T_{2s} - T_1)}{C_p(T_3 - T_{2s})}$$

$$\eta_{cg} = \left(\frac{\Delta - 1}{\Delta} \right) \left(\frac{\Theta \eta_{m,tg} \eta_{m,k} - \Delta}{(\Theta - 1) \eta_{m,k} - (\Delta - 1)} \right)$$

$$\eta_{cg} = \left(1 - r_c^{\frac{1-k}{k}} \right) \left[\frac{\Theta \eta_{m,tg} \eta_{m,k} - r_c^{\frac{k-1}{k}}}{(\Theta - 1) \eta_{m,k} - \left(r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \right]$$

$$\eta_{m,k} = 0.94$$

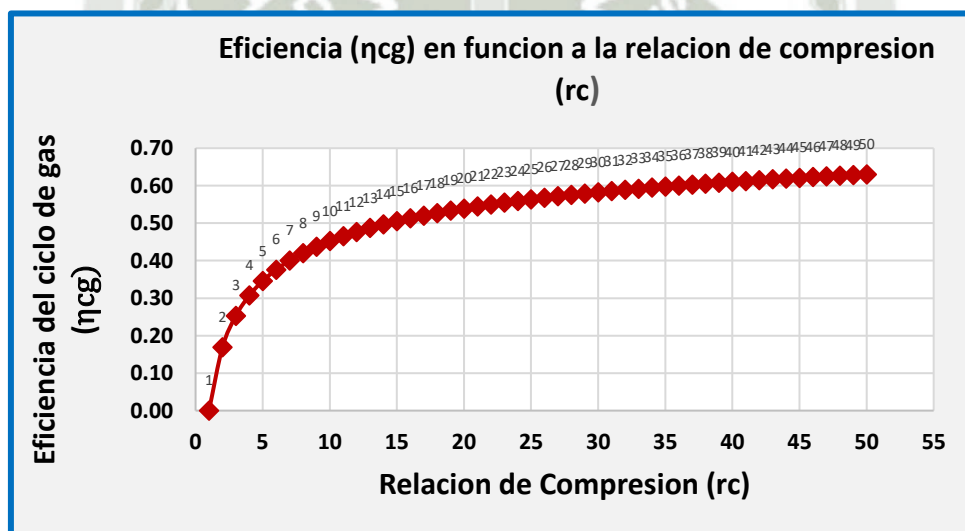
$$\eta_{m,tg} = 0.94$$

$$k = 1.4$$

$$\theta = \frac{T_3}{T_1} = \frac{1335.186}{20} = 66.759$$

$$\eta_{cg} = (1 - r_c^{-0.286}) \left[\frac{58.988 - r_c^{0.286}}{61.813 - (r_c^{0.286} - 1)} \right] \quad \text{Ecu. 4.3}$$

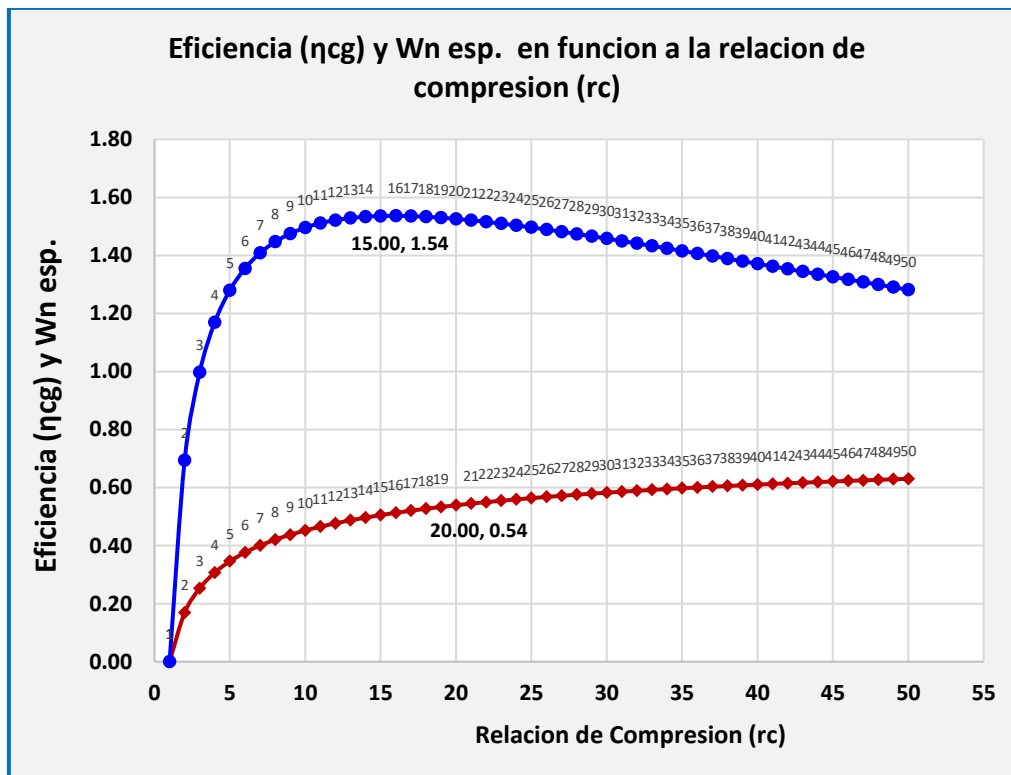
Figura N°4.3: Diagrama Wn espe. en función de la rc en un ciclo de Gas



Fuente: Elaboración propia en EES

Interceptando los dos gráficos se puede elegir la relación de presiones más apropiada para el ciclo, teniendo en cuenta que el costo se incrementa junto con la eficiencia.

Figura N°4.4: Eficiencia (η_{cg}) y W_n esp. función a la relación de compresión (rc)



Fuente: Elaboración propia en EES

Se puede ver en el gráfico que hay trabajo máximo con R_c de 15 pero la eficiencia sería menor que 50 %, también que hay una eficiencia máxima de 54% con R_c de 20 pero tendríamos un trabajo específico de 1.5 y una máquina demasiado robusta, entonces se elige la relación que sea menor al promedio de 15 y 20, nos daría 18.9 que nos daría los siguientes parámetros:

Estado 0:

Entrada del gas natural a la cámara de combustión, por parámetros de medición.

$$\dot{m}_{comb} = 12.06 \text{ kg/s}$$

Estado 1:

Entrada de aire al compresor, los parámetros del flujo son tomados de las mediciones meteorológicas y con ayuda de la tabla del aire.

$$\dot{m}_{aire} = 551 \text{ kg/s}$$

$$T_1 = 294,15 \text{ K}$$

Estado 2:

Salida del compresor. Con la razón de presión $r_c = 18.9$ se calcula la presión de salida:

$$P_2 = r_c P_1 = 18.9(100.6) = 1901.34 \text{ kPa}$$

Considerando un proceso isoentrópico:

$s_2 = s_1$ y P_2 con ayuda del calculador de aire se encuentra la entalpía h_{2s}

Para calcular el punto teórico 2s primero es necesario calcular el punto 4.

Estado 4:

Salida de la turbina de gas: Los parámetros a la salida de la turbina a gas se hallan con ayuda del calculador del aire, considerando que la temperatura de salida.

$$T_4 = 593^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 100.6 \text{ kPa}$$

$$h_4 = 896.16 \text{ kJ/kg}$$

Estado 3:

Salida de la cámara de combustión: Se considera una pérdida de presión de 3%, se tiene

$$P_3 = 0.97 P_2 = 0.97 (1901.34) = 1844.3 \text{ kPa}$$

El análisis energético de la cámara de combustión (Fig.Nº1) permite hallar la entalpía a la entrada de la turbina a gas h_3 considerando la eficiencia de la cámara $\eta_{CC} = 0.99$

Figura N°4.5: Esquema Cámara de Combustión

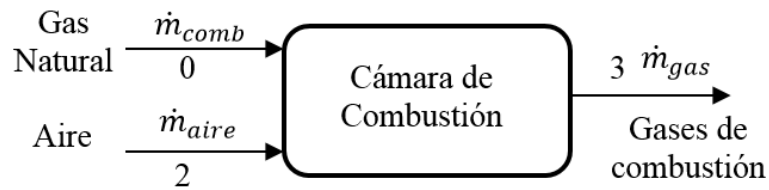


Figura N°4.5: Elaboración propia

$$(\dot{m}_{comb}PCI + \dot{m}_{comb}h_2)\eta_{CC} = \dot{m}_{gas}h_3$$

$$h_3 = \frac{(\dot{m}_{comb}PCI + \dot{m}_{comb}h_2)\eta_{CC}}{\dot{m}_{gas}} \quad \text{Ecu. 4.4}$$

$$h_3 = \frac{[(12.06)(49581.3) + (538.94)(680.01)](0.99)}{551}$$

$$h_3 = 1732.81 \text{ kJ/kg}$$

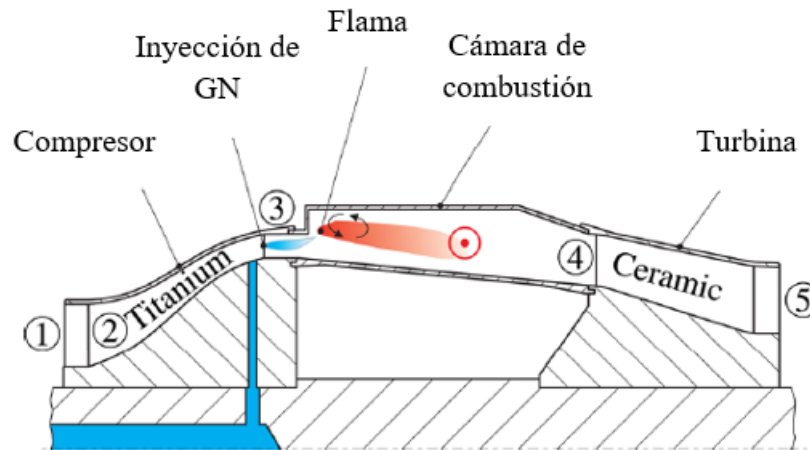
Los demás parámetros del punto 3 se hallan con ayuda del calculador del aire con P_3 y h_3

$$T_3 = 1580 \text{ K}$$

Los parámetros del punto 4s se hallan con ayuda del calculador del aire considerando

$$P_4 \text{ y } s_{4s} = s_3 \text{ y } h_{4s} = 838.15 \text{ kJ/kg}$$

Figura N°4.6: Sección de la Cámara de Combustión



Fuente: <http://www.redalyc.org>

La eficiencia de la turbina a gas se halla con la siguiente expresión:

$$h_3 = 1732.8 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 7.905533 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

$$h_4 = 896.17 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{4s} = s_3$$

$$h_{4s} = 838.15 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{TG} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{1732.81 - 896.17}{1732.81 - 838.15} \quad \text{Ecu. 4.5}$$

$$\eta_{TG} = 0.9351$$

Con estos datos, se puede calcular los parámetros a la salida del compresor, siguiendo la siguiente ecuación: El trabajo útil de la turbina debe ser igual al trabajo en el eje de la turbina más el trabajo teórico del compresor, es decir:

$$W_{TG} = W_{GE} - W_{teor-c}$$

$$\dot{m}_{gas}(h_3 - h_4) = W_{GE} + \dot{m}_{aire}(h_{2s} - h_1)$$

$$h_{2s} = \frac{\dot{m}_{gas}(h_4 - h_5) - W_{GE}}{\dot{m}_{aire}} + h_1 \quad \text{Ecu. 4.6}$$

$$h_{2s} = \frac{551(1732.81 - 896.16) - 232000}{538.94} + 294.57$$

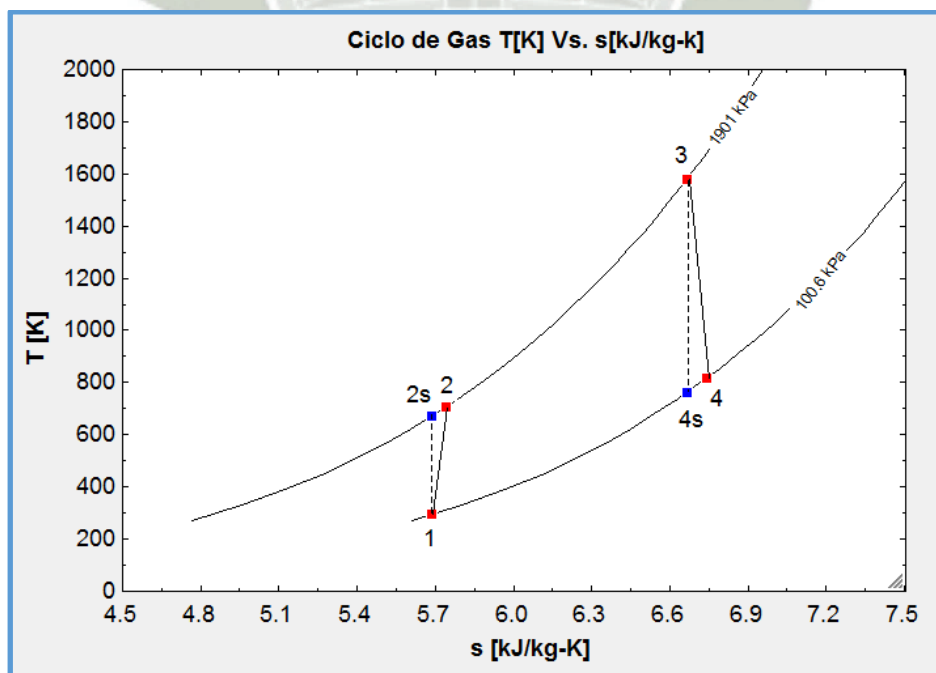
$$h_{2s} = 719.47 \text{ kJ/kg}$$

Con los datos de P_2 y h_{2s} se calculan los demás parámetros teóricos, T_{2s} , s_{2s} por medio de las tablas del aire, así como los parámetros reales del punto 2. La eficiencia del compresor es de:

$$\eta_c = \frac{h_2 - h_1}{h_{2s} - h_1} = \frac{680.01 - 294.57}{719.47 - 294.57} \quad \text{Ecu. 4.8}$$

$$\eta_c = 0.9071$$

Figura N°4.7: Diagrama Ciclo de Gas



Fuente: Elaborado en EES

Tabla N°4.5: Propiedades de los estados para el ciclo de gas en EES

PROPIEDADES DE LOS ESTADOS EN EL CICLO DE GAS							
Estado i	Pi [kPa]	Ti [K]	Ts,i [K]	hi [kJ/kg]	hs,i [kJ/kg]	Si [kJ/kgK]	Ss,i [kJ/kgK]
1	100.600	294.200	-	294.600	-	5.684	-
2	1,901.340	707.200	670.200	721.400	681.700	5.742	5.684
3	1,901.340	1,580.000	-	1,733.000	-	6.665	-
4	100.600	817.700	761.300	841.800	780.000	6.744	6.665

Fuente: Elaboración propia

Estado 6:

Salida del HRSG (vapor de alta presión) con la presión y temperatura de:

$$P_6 = 13 \text{ MPa}$$

$$T_6 = 556 \text{ }^\circ\text{C}$$

Se calculan las propiedades restantes con la tabla de vapor.

Estado 11:

Salida de turbina de alta presión: El vapor se expande hasta

$$P_{11} = 2.94 \text{ MPa}$$

Para el proceso isoentrópico:

$$s_{11} = s_6$$

y bajo estas condiciones, la entalpia teórica es

$$h_{11s} = 3039.67 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia de la turbina de alta presión (TAP) es:

$$\eta = 0.85$$

La entalpia real será:

$$\eta_{AP} = \frac{h_6 - h_{11}}{h_6 - h_{11s}} \quad \text{Ecu. 4.9}$$

$$h_{11} = h_6 - \eta_{AP}(h_6 - h_{11s})$$

$$h_{11} = 3487.09 - 0.85(3487.09 - 3039.67)$$

$$h_{11} = 3106.78 \text{ kJ/kg}$$

Con presión y entalpía se calculan las demás propiedades con la tabla de vapor.

Estado 7:

Salida del HSRG (vapor de media presión): con presión

$$P_7 = 3.2 \text{ MPa}$$

Y temperatura:

$$T_7 = 555^\circ\text{C}$$

Se calculan las demás propiedades con la tabla de vapor.

Estado 9:

Salida de turbina de media presión: El vapor se expande hasta

$$P_{11} = 0.39 \text{ MPa}$$

Para el proceso isoentrópico

$$s_9 = s_7$$

y bajo estas condiciones, la entalpia teórica es

$$h_{11s} = 2940.3 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia de la turbina de media presión (TMP) es

$$\eta = 0.85$$

La entalpia será:

$$\eta_{MP} = \frac{h_7 - h_9}{h_7 - h_{9s}} \quad \text{Ecu. 4.10}$$

$$h_9 = h_7 - \eta_{MP}(h_7 - h_{9s})$$

$$h_9 = 3567.72 - 0.85(3567.72 - 2940.3)$$

$$h_9 = 3034.41 \text{ kJ/kg}$$

Con presión y entalpía se calculan las demás propiedades con la tabla de vapor.

Estado 10:

Salida del Mezclador de vapor de baja presión: con presión de trabajo

$$P_8 = 0.39 \text{ MPa}$$

Haciendo el balance energético del mezclador, con los datos del fabricante para el flujo másico de media presión es

$$5.28 \text{ kg/s} = 19 \text{ Tn/h}$$

Y el flujo másico de vapor de baja presión es:

$$21.39 \text{ kg/s} = 77 \text{ Tn/h}$$

Se tiene:

$$\dot{m}_{MP}h_9 + \dot{m}_{BP}h_8 = (\dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP})h_{10}$$

$$h_{10} = \frac{\dot{m}_{MP}h_9 + \dot{m}_{BP}h_8}{\dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP}} \quad \text{Ecu. 4.11}$$

$$h_{10} = \frac{5.28(3034.41) + 21.39(3046)}{5.28 + 21.39}$$

$$h_{10} = 3043.71 \text{ kJ/kg}$$

Con estos datos se calculan las demás propiedades con la tabla de vapor.

Estado 12:

Salida de turbina de baja presión: El vapor se expande hasta la presión del condensador igual a

$$P_{12} = 0.007 \text{ MPa}$$

Para el proceso isentrópico:

$$s_{12} = s_8$$

Y bajo estas condiciones del estado 12 se encuentra en la zona de doble fase. Las propiedades de saturación son:

$$s_v = 8.274562 \text{ kJ/kg K}$$

$$s_l = 0.559075 \text{ kJ/kg K}$$

$$h_v = 2571.76 \text{ kJ/kg}$$

$$h_l = 163.36 \text{ kJ/kg}$$

La calidad isentrópica del vapor se encuentra como:

$$x_{12s} = \frac{s_{12s} - s_l}{s_v - s_l} = \frac{7.538024 - 0.559075}{8.274562 - 0.559075}$$

$$x_{12s} = 0.9045$$

La entalpía teórica del punto 12 se encuentra como

$$x_{12s} = \frac{h_{12s} - h_l}{h_v - h_l} \quad \text{Ecu. 4.12}$$

$$h_{12s} = h_l + x_{12s}(h_v - h_l)$$

$$h_{12s} = 163.36 + 0.9045(2571.76 - 163.36)$$

$$h_{12s} = 2341.76 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia de la turbina de baja presión (TMP) es:

$$\eta = 0.85$$

La entalpía real será:

$$\eta_{BP} = \frac{h_8 - h_{12}}{h_8 - h_{12s}} \quad \text{Ecu. 4.13}$$

$$h_{12} = h_8 - \eta_{BP}(h_8 - h_{12s})$$

$$h_{12} = 3046 - 0.85(3046 - 2341.76)$$

$$h_{12} = 2447.40 \text{ kJ/kg}$$

La calidad de vapor real es:

$$x_{12} = \frac{h_{92} - h_l}{h_v - h_l} = \frac{2447.4 - 163.36}{2571.76 - 163.36}$$

$$x_{12} = 0.9484$$

Con la calidad de vapor y parámetros de saturación se calculan los demás parámetros.

Estado 13:

Salida del condensador: los parámetros del fluido corresponden a líquido saturado, los cuales se obtienen de las tablas de vapor.

Estado 14:

Salida de la bomba de baja presión: La presión de salida es de:

$$2.6 \text{ MPa}$$

Para un proceso isoentrópico de compresión

$$s_{14} = s_{13}$$

Bajo estas condiciones, la entalpía teórica es:

$$h_{14s} = 165.96 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia de la bomba de baja presión:

$$\eta = 0.85$$

La entalpía real será:

$$\eta = \frac{h_{14s} - h_{13}}{h_{14} - h_{13}} \quad \text{Ecu. 4.14}$$

$$h_{14} = 163.36 + \frac{(165.96 - 163.36)}{0.85}$$

$$h_{14} = 166.42 \text{ kJ/kg}$$

Con presión y entalpía se calculan las demás propiedades con la tabla de vapor.

Estado 17:

Salida del economizador: La presión de trabajo es:

$$P_{17} = 2.6 \text{ MPa}$$

Y temperatura

$$T_{17} = 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

De la tabla de vapor se obtienen los parámetros del flujo.

Estado 18:

Salida del separador de baja presión hacia la bomba de mediana presión: con presión de trabajo.

$$P_{18} = 2.6 \text{ MPa}$$

El separador es un dispositivo que divide el flujo entrante, sin variar sus parámetros.

Estado 19:

Salida del separador de baja presión hacia el generador de baja presión: con presión de trabajo:

$$P_{18} = 2.6 \text{ MPa}$$

El separador es un dispositivo que divide el flujo entrante, sin variar sus parámetros.

Estado 20:

Salida de la bomba de media presión: La presión de salida es de

$$6.2 \text{ MPa}$$

Para un proceso isentrópico de compresión

$$s_{20} = s_{18}$$

Bajo estas condiciones, la entalpía teórica es

$$h_{20s} = 680.71 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia de la bomba de baja presión es

$$\eta = 0.85$$

La entalpía real será:

$$\eta = \frac{h_{20s} - h_{18}}{h_{20} - h_{18}} \quad \text{Ecu. 4.15}$$

$$h_{20} = 676.73 + \frac{(680.71 - 676.73)}{0.85}$$

$$h_{20} = 681.41 \text{ kJ/kg}$$

Con presión y entalpía se calculan las demás propiedades con la tabla de vapor.

Estado 22:

Salida del separador de media presión hacia generador de media presión: con presión de trabajo

$$P_{18} = 6.2 \text{ MPa}$$

No varían los parámetros en el separador.

Estado 21:

Salida del separador de media presión hacia la bomba de alta presión: con presión de trabajo.

$$P_{18} = 6.2 \text{ MPa}$$

No varían los parámetros en el separador.

Estado 23:

Salida de la bomba de alta presión: La presión de salida es de:

$$16.0 \text{ MPa}$$

Para un proceso isoentrópico de compresión:

$$s_{23} = s_{21}$$

Bajo estas condiciones, la entalpía teórica es

$$h_{20s} = 692.18 \text{ kJ/kg}$$

La eficiencia de la bomba de baja presión es:

$$\eta = 0.85$$

La entalpia real será:

$$\eta = \frac{h_{20s} - h_{18}}{h_{20} - h_{18}} \quad \text{Ecu. 4.16}$$

$$h_{20} = h_{18} + \frac{h_{20s} - h_{18}}{\eta}$$

$$h_{20} = 681.41 + \frac{(692.18 - 681.41)}{0.85}$$

$$h_{20} = 694.08 \text{ kJ/kg}$$

Con presión y entalpía se calculan las demás propiedades con la tabla de vapor.

Estado 15:

Salida del primer nivel del HRSG de media presión: La presión de trabajo es

$$P_{15} = 3.2 \text{ MPa}$$

$$T_{15} = 315 \text{ °C}$$

De la tabla de vapor se obtienen los demás parámetros del flujo.

Estado 16:

Salida del Mezclador de vapor de baja presión hacia segunda etapa del HRSG de media presión: la presión de trabajo del mezclador es:

$$P_{16} = 3.2 \text{ MPa}$$

Haciendo el balance energético del mezclador, con los datos del fabricante para el flujo másico de alta presión:

$$48.61 \text{ kg/s} = 175 \text{ Tn/h}$$

El flujo másico media presión es:

$$5.28 \text{ kg/s} = 19 \text{ Tn/h}$$

Se tiene:

$$\dot{m}_{AP}h_{11} + \dot{m}_{MP}h_{15} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP})h_{16}$$

$$h_{16} = \frac{\dot{m}_{AP}h_{11} + \dot{m}_{MP}h_{15}}{\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP}} \quad \text{Ecu. 4.17}$$

$$h_{16} = \frac{48.61(3106.78) + 5.28(3026.28)}{48.61 + 5.28}$$

$$h_{16} = 3098.96 \text{ kJ/kg}$$

Con estos datos se calculan las demás propiedades con la tabla de vapor.

Estado 25:

Entrada de agua de refrigeración al condensador: La presión de trabajo es

$$P_{25} = 0.2 \text{ MPa}$$

$$T_{25} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

De la tabla de vapor se obtienen los demás parámetros del flujo.

Estado 26:

Salida de agua de refrigeración del condensador: La presión sufre una caída de:

$$\Delta P = 40 \text{ kPa}$$

Entonces a la salida la presión es de:

$$P_{26} = 0.16 \text{ MPa}$$

El incremento de la temperatura del agua de enfriamiento es:

$$\Delta T = 6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Por lo que la temperatura a la salida es:

$$T_{26} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

De la tabla de vapor se obtienen los demás parámetros del flujo.

Estado 5:

Salida de los gases calientes de la caldera de recuperación (HRSG): La presión de trabajo es:

$$P_5 = 0.11 \text{ MPa}$$

$$T_5 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

De la tabla del aire se obtienen los demás parámetros del flujo.

Los resultados de los parámetros del fluido en cada una de las secciones características se muestran en la Tabla 4.6.

En esta tabla, la exergía para los gases y aire, fueron calculadas como aire mediante la siguiente ecuación:

Tabla N°4.6: Propiedades Termodinámicas de los estados

Estado	Fluido	P(kPa)	T(°C)	v(m3/kg)	h(kJ/kg)	s(kJ/kg.K)	x(%)	b(kJ/kg)
0	GN	2,600.00	19.00		292.17	6.658784		274.41
1	Aire	100.60	21.00	0.8387450	294.57	6.851222		0.00
2s	Aire	1,901.34	431.50	0.1067563	719.47	6.906982		402.26
2	Aire	1,901.34	442.16		680.01	6.906982		381.32
3	Gases	1,844.30	1,297.20		1,732.81	7.905533		1,032.60
4s	Gases	100.60	540.50	2.3154100	838.12	7.905533		363.11
4	Gases	100.60	593.00	2.4714500	896.16	7.975927		255.54
6	Vapor	13,000.00	556.00	0.0271301	3,487.09	6.627741		1,522.80
11s	Vapor	2,940.00	317.50		3,039.67	6.627741		1,075.38
11	Vapor	2,940.00	345.50	0.0916884	3,106.78	6.738821		1,109.49
7	Vapor	3,200.00	550.00	0.1164510	3,567.72	7.345147		1,390.36

9s	Vapor	390.00	238.00	0.5958980	2,940.30	7.345147		762.94
9	Vapor	390.00	283.90	0.6552280	3,034.41	7.521395		804.70
8	Vapor	500.00	288.00	0.5139890	3,046.00	7.428753		843.81
10	Vapor	390.00	288.50	0.6577950	3,043.71	7.538024		809.06
12s		7.00	39.00		2,341.76	7.538024	0.9045	107.11
12	Vapor	7.00	39.00	0.0224097	2,447.40	7.876443	0.9484	112.24
13	Agua	7.00	39.00	0.0010075	163.36	0.559075	0.0000	1.46
14s		2,600.00	39.10		165.96	0.559075		4.06
14	Agua	2,600.00	39.20	0.0010064	166.42	0.560483		4.10
17	Agua	2,600.00	160.00	0.0011005	676.73	1.940414		104.57
18	Agua	2,600.00	160.00	0.0011005	676.73	1.940414		104.57
19	Agua	2,600.00	160.00	0.0011005	676.73	1.940414		104.57
20s		6,200.00	160.40		680.71	1.940414		108.55
20	Agua	6,200.00	160.60	0.0010987	681.41	1.942151		108.74
22	Agua	6,200.00	160.60	0.0010987	681.41	1.942151		108.74
21	Agua	6,200.00	160.60	0.0010987	681.41	1.942151		108.74
23s		160.00	161.70	0.0010933	692.18	1.942151		119.51
23	Agua	16,000.00	162.20	0.0010938	694.08	1.946583		120.09
15	Vapor	3,200.00	315.00	0.0783780	3,026.28	6.568736		1,079.51
16	Vapor	3,200.00	344.50	0.0835940	3,098.96	6.688525		1,116.61
25	Agua	200.00	24.00	0.0010027	100.84	0.353156		0.10
26	Agua	160.00	30.00	0.0010043	125.89	0.436745		0.32
28	GN	2,600.00	19.00		292.17	6.658784		274.41
27	Aire	100.60	21.00	0.8387450	294.57	5.462631		0.00
5	Gases	110.00	150.00	1.1052650	424.99	7.208400		2,968.00

2.15. FLUJOS MÁSICOS EN EL SUBSISTEMA DE TURBINA A VAPOR

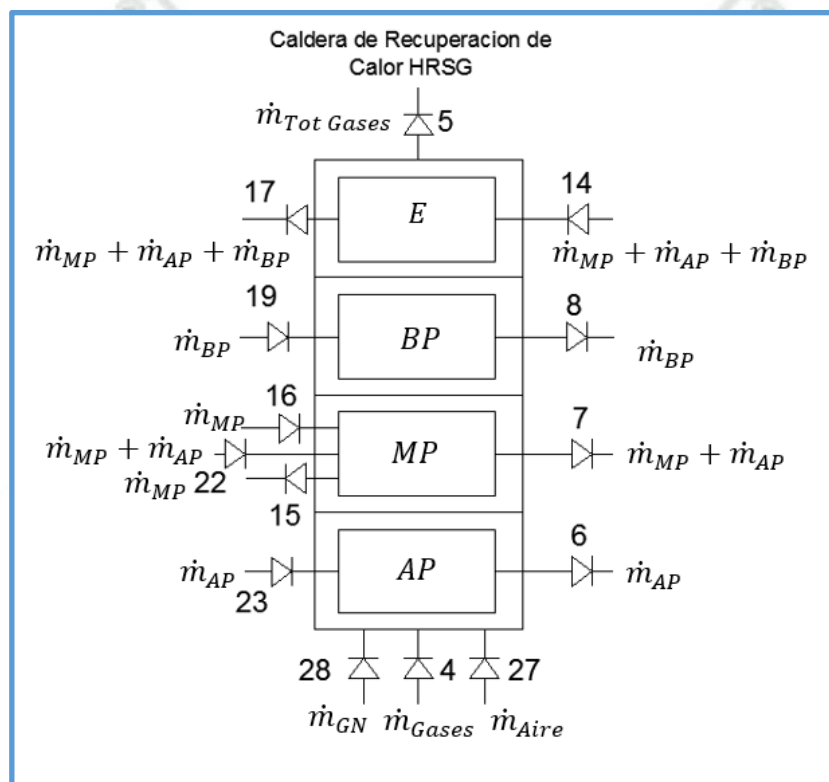
De manera similar que en la turbina a gas, se debe efectuar el análisis para la caldera de recuperación (Fig. 4.8), para la cual se ha optado una eficiencia global de:

$$\eta_{CR} = 0.85$$

Los resultados se presentan a continuación:

Para facilitar el cálculo primero se calculará la potencia calorífica necesaria en cada etapa de la caldera de recuperación y luego se aplican las ecuaciones de balance de flujo y energético, para obtener los flujos de gas natural y aire de combustión en esta caldera.

Figura N°4.8: Esquema de cálculo de la caldera de recuperación de calor (HRSG)



Fuente: Elaboración Propia

Para el economizador (E):

$$Q_E = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{AP} + \dot{m}_{AP})(h_{75} - h_{15}) \quad \text{Ecu. 4.18}$$

$$Q_E = (48.61 + 5.28 + 21.34)(676.73 - 166.42)$$

$$Q_E = 38415.0 \text{ kW}$$

Para la zona de baja presión (BP):

$$Q_{BP} = \dot{m}_{BP}(h_{63} - h_{182}) = (21.34)(3046 - 676.73) \quad \text{Ecu. 4.19}$$

$$Q_{BP} = 50676.05 \text{ kW}$$

Para la zona de mediana presión (MP):

$$Q_{MP} = \dot{m}_{MP}(h_{53} - h_{158}) + (\dot{m}_{MP} + \dot{m}_{AP})(h_{40} - h_{54}) \quad \text{Ecu. 4.20}$$

$$Q_{MP} = (5.28)(3026.28 - 681.41) + (5.28 + 48.61)(3567.72 - 3098.96)$$

$$Q_{MP} = 37636.66 \text{ kW}$$

Para la zona de alta presión (AP) se tiene:

$$Q_{AP} = \dot{m}_{AP}(h_{37} - h_{170}) = (48.61)(3487.09 - 694.08) \quad \text{Ecu. 4.21}$$

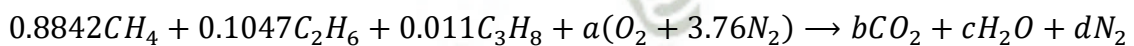
$$Q_{AP} = 135771.32 \text{ kW}$$

El calor útil en el generador es la suma de los calores anteriores e igual a:

$$Q_{UTIL-CR} = \Sigma Q = 38415 + 50676.05 + 37636.66 + 135771.32$$

$$Q_{UTIL-CR} = 262499.03 \text{ kW}$$

La quema suplementaria del GN en la caldera de recuperación genera una nueva cantidad de gases de combustión. De acuerdo a la composición del GN, la reacción estequiométrica de combustión estaría dada por:



La solución de esta reacción estequiométrica corresponde a valores de:

$$a = 2.14035$$

$$b = 1.0969$$

$$c = 2.0869$$

$$d = 8.04772$$

La masa molecular de los componentes del GN es:

Metano: 16.04 kg/kmol

Etano: 30.07 kg/kmol

Propano: 44.01 kg/kmol

Luego la masa del gas natural utilizado en la reacción es de:

$$m_{GN} = 0.8842(16.04) + 0.1047(30.07) + 0.0011(44.10) = 17.379 \text{ kg}$$

La masa molecular del oxígeno es de 16 y la masa molar de nitrógeno es de 14 y al calcular la masa de aire necesaria en la reacción estequiométrica se obtiene:

$$m_{aire-esteq} = a(n_{O_2} \bar{M}_{O_2} + n_{N_2} \bar{M}_{N_2}) = 2.14035(1 \times 32 + 3.76 \times 28) = 293.83 \text{ kg}$$

Técnicamente, toda combustión y se realiza bajo un exceso de aire α que representa la razón entre la cantidad real de aire utilizado respecto a la cantidad estequiométrica de aire ($\alpha > 1$). Para el gas natural se recomienda que $\alpha = 1.2$ por lo que la cantidad real de aire es de:

$$m_{Aire} = \alpha m_{Aire-Estreq} = 1.2(293.83)$$

$$m_{Aire} = 352.6 \text{ kg}$$

La relación de aire/combustible será:

$$a_{Aire/GN} = \frac{352.6}{17.379} = 20.29 \frac{\text{kg}_{Aire}}{\text{kg}_{GN}}$$

Aplicando la regla de tres simple se obtiene que 1 kg de aire podrá quemar 0.04929 kg de GN. Así también se puede establecer de flujos de aire y GN como:

$$\frac{\dot{m}_{GN}}{\dot{m}_{Aire}} = 0.04929$$

Aquí se debe tener en cuenta la consideración siguiente: la quema del combustible (GN) en la cámara de combustión de la turbina a gas se efectúa bajo un gran exceso de aire. Los gases exhaustos de la turbina a gas contienen una cantidad suficiente de oxígeno para proseguir la quema del GN en la caldera de recuperación. Entonces, el balance de flujo másico en la caldera de recuperación, considerando la ecuación está dado por la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{Tot-Gases} = \dot{m}_{gas} + \dot{m}_{GN} \quad \text{Ecu. 4.22}$$

El balance energético de la caldera de recuperación puede expresarse como:

$$(\dot{m}_{GN}PCI + \dot{m}_{gas}h_{9s} - \dot{m}_{Tot-Gases}h_{74})\eta_{CR} = Q_{util-CR}$$

$$\dot{m}_{GN} = \frac{Q_{util-CR}/\eta_{CR} - \dot{m}_{gas}(h_{9s} - h_{74})}{PCI - h_{74}} \quad \text{Ecu. 4.23}$$

$$\dot{m}_{GN} = \frac{262499.03/0.86 - 551(896.16 - 424.99)}{49581.3 - 424.99}$$

$$\dot{m}_{GN} = 0.928 \text{ kg/s}$$

El flujo de gases que escapa de la caldera de recuperación (Ecu. 4.22) es de:

$$\dot{m}_{Tot-Gases} = \dot{m}_{gas} + \dot{m}_{GN} = 551 + 0.928$$

$$\dot{m}_{Tot-Gases} = 551.928 \text{ kg/s}$$

2.16. EFICIENCIA DEL CICLO COMBINADO

Para hallar la eficiencia del ciclo, es necesario encontrar la potencia útil en el sistema del ciclo combinado. Como son dos subsistemas (turbina a gas y turbina a vapor) que producen electricidad, es necesario analizarlas cada una y luego en un contexto global.

Así, para el subsistema de la instalación a gas, la potencia útil se halla como la diferencia entre la potencia de la turbina a gas y la potencia necesaria para mover el compresor, obteniéndose:

Turbina a gas:

$$P_{TG} = \dot{m}_{gas}(h_7 - h_9) = 551(1732.81 - 896.16) \quad \text{Ecu. 4.24}$$

$$P_{TG} = 460,994.15 \text{ kW}$$

Compresor de la turbina de gas:

$$P_{C-TG} = \dot{m}_{aire}(h_{3s} - h_2) = 538.94(719.47 - 294.57) \quad \text{Ecu. 4.25}$$

$$P_{C-TG} = 228,995.71 \text{ kW}$$

La potencia útil del subsistema a gas es de:

$$P_{STG} = P_{TG} - P_{C-TG} = 460994.15 - 228995.71 \quad \text{Ecu. 4.26}$$

$$P_{STG} = 231,998.44 \text{ kW}$$

Para el subsistema de turbinas a vapor, la potencia útil se halla como la diferencia entre las turbinas a vapor menos la potencia de las bombas. Estas potencias son:

Turbina de alta presión:

$$P_{TAP} = \dot{m}_{AP}(h_{37} - h_{14}) = 48.61(3487.09 - 3106.78) \quad \text{Ecu. 4.27}$$

$$P_{TAP} = 18,487.29 \text{ kW}$$

Turbina de media presión:

$$P_{TMP} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP})(h_{40} - h_{90}) = (48.61 + 5.28)(3487.09 - 3106.78) \quad \text{Ecu. 4.28}$$

$$P_{TMP} = 28,739.48 \text{ kW}$$

Turbina de baja presión:

$$P_{TBP} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP})(h_{91} - h_{92}) \quad \text{Ecu. 4.29}$$

$$P_{TBP} = (48.61 + 5.28 + 21.39)(3043.71 - 2447.4)$$

$$P_{TBP} = 44,888.89 \text{ kW}$$

Bomba de baja presión:

$$P_{BBP} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP})(h_{15} - h_{129}) \quad \text{Ecu. 4.30}$$

$$P_{BBP} = (48.61 + 5.28 + 21.39)(166.42 - 163.36)$$

$$P_{BBP} = 230.35 \text{ kW}$$

Bomba de mediana presión:

$$P_{BMP} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP})(h_{157} - h_{13}) \quad \text{Ecu. 4.31}$$

$$P_{BMP} = (48.61 + 5.28)(681.41 - 676.73)$$

$$P_{BMP} = 252.2 \text{ kW}$$

Bomba de alta presión:

$$P_{BAP} = (\dot{m}_{AP})(h_{170} - h_{160}) \quad \text{Ecu. 4.32}$$

$$P_{BAP} = (48.61)(694.08 - 681.41)$$

$$P_{BAP} = 615.9 \text{ kW}$$

La potencia útil del subsistema de turbina a vapor es de:

$$P_{STV} = \Sigma P_{TV} - \Sigma P_B \quad \text{Ecu. 4.33}$$

$$P_{STV} = 184487.29 + 28739.48 + 44888.89 - 230.35 - 252.2 - 615.9$$

$$P_{STV} = 91,017.21 \text{ kW}$$

La potencia útil total del sistema de ciclo combinado será de:

$$P_{util-total} = P_{STG} + P_{STV} \quad \text{Ecu. 4.34}$$

$$P_{util-total} = 231,998.44 + 91017.21$$

$$P_{util-total} = 323,015.65 \text{ kW}$$

El calor entregado en el sistema se obtiene como producto de la quema del combustible.

Para el caso del subsistema de turbina a gas, este calor será de:

$$Q_{E-STG} = \dot{m}_{Comb} PCI = 12.06(49581.3) \quad \text{Ecu. 4.35}$$

$$Q_{E-STG} = 597,938.14 \text{ kW}$$

Para el caso del subsistema de turbina a vapor, el calor entregado será de:

$$Q_{E-STG} = \dot{m}_{GN} PCI + \dot{m}_{Gas}(h_9 - h_{74}) \quad \text{Ecu. 4.36}$$

$$Q_{E-STG} = 0.928(49581.3) + 551(896.16 - 424.99)$$

$$Q_{E-STG} = 305,625.82 \text{ kW}$$

El calor total entregado en el sistema de ciclo combinado es de:

$$Q_{E-STG} = \dot{m}_{GN} PCI + \dot{m}_{Gas}(h_9 - h_{74}) \quad \text{Ecu. 4.37}$$

$$Q_{E-STG} = 0.928(49581.3) + 551(896.16 - 424.99)$$

$$Q_{E-total} = (\dot{m}_{Comb} + \dot{m}_{GN}) PCI = (12.06 + 0.928)(49581.3)$$

$$Q_{E-total} = 643,949.3 \text{ kW}$$

La eficiencia térmica del subsistema de turbina a gas es:

$$\eta_{STG} = \frac{P_{STG}}{Q_{E-STG}} = \frac{231998.44}{597938.14} \quad \text{Ecu. 4.38}$$

$$\eta_{STG} = 0.388$$

La eficiencia térmica del subsistema de turbina a vapor se halla con:

$$\eta_{STV} = \frac{P_{STV}}{Q_{E-STV}} = \frac{91017.21}{305625.82} \quad \text{Ecu. 4.39}$$

$$\eta_{STV} = 0.2978$$

La eficiencia térmica total del sistema de ciclo combinado será de:

$$\eta_{total-CC} = \frac{P_{util-total}}{Q_{E-total}} = \frac{323015.65}{643949.3} \quad \text{Ecu. 4.40}$$

$$\eta_{total-CC} = 0.5016$$

Si se toma como referencia el PCI obtenido de un análisis de laboratorio se obtiene eficiencias mayores, tal como muestran los siguientes cálculos:

Eficiencia térmica del subsistema de turbina a gas:

$$\eta_{STG} = \frac{P_{STG}}{\dot{m}_{Comb} PCI_{Exp}} = \frac{231998.44}{12.06(48362.14)} \quad \text{Ecu. 4.41}$$

$$\eta_{STG} = 0.3978$$

La eficiencia térmica del subsistema de turbina a vapor se halla con:

$$\eta_{STV} = \frac{P_{STV}}{\dot{m}_{GN} PCI_{Exp} + \dot{m}_{Gas}(h_9 - h_{74})} \quad \text{Ecu. 4.42}$$

$$\eta_{STV} = \frac{91017.21}{0.928(48362.14) + 551(896.16 - 424.99)}$$

$$\eta_{STV} = 0.2989$$

La eficiencia térmica total del sistema de ciclo combinado será de:

$$\eta_{total-CC} = \frac{P_{util-total}}{(\dot{m}_{GN} + \dot{m}_{comb})PCI_{Exp}} \quad \text{Ecu. 4.43}$$

$$\eta_{total-CC} = \frac{323015.65}{(12.06 + 0.928)(48362.14)}$$

$$\eta_{total-CC} = 0.5142 = 51.42\%$$

2.17. HRSG E INTEGRACIÓN DEL VAPOR SOLAR

La máxima eficiencia se alcanza haciendo que el campo solar trabaje únicamente como un evaporador en paralelo al evaporador de alta presión de la caldera de recuperación. Con esto se evita la transmisión de calor a mayor diferencia de temperaturas, con la consiguiente disminución de irreversibilidad

La mayor eficiencia se consigue aportando el vapor de alta presión de la instalación solar a la etapa del evaporador de alta presión de las HRSG. Posteriormente, se extrae agua del nivel de media presión y se utiliza como agua de alimentación al campo solar cerrando de esta manera el circuito.

El aporte solar a las HRSG para incrementar la capacidad de la turbina de vapor en 20 MW es de 13,5 kg/s en cada caldera. Por tanto, la instalación solar ha de producir un total de 27 kg/s de vapor de alta presión ligeramente sobrecalentado a 380 °C y 106,6bar.

2.18. ANÁLISIS ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DEL SISTEMA

2.18.1. Análisis Energético del Ciclo Combinado

El sistema propuesto opera en régimen permanente y los procesos son adiabáticos en todos los equipos componentes. Un índice importante que evalúa el desempeño energético del sistema es la energía suministrada por el combustible y que representa el 100% de la eficiencia energética. En este caso, es el GN quien proporciona la energía al ser quemado en la cámara de combustión de la turbina a gas; mientras que en la caldera de recuperación, la entrega de calor es por quema de GN y por el contenido térmico de los gases calientes que salen de la turbina.

Para efectuar el análisis energético, se tomará como referencia la energía al segundo del GN quemado en la cámara de combustión de la turbina a gas, que es igual a:

$$E_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI = 12.06(49581.3) \quad \text{Ecu. 4.44}$$

$$E_{comb} = 597,938.14 \text{ kJ}$$

El análisis se efectuará en cada elemento del sistema del ciclo combinado. En el caso de las turbinas y de bombas del subsistema de turbina a vapor (3 niveles, alta presión, mediana presión y baja presión), el análisis se hace individualmente y luego se agregan a un solo nivel.

Energía del aire a la entrada del compresor (punto 2):

$$E_{aire} = E_2 = \dot{m}_{aire} h_2 = 538.94(294.57) \quad \text{Ecu. 4.45}$$

$$E_{aire} = 158,755.63 \text{ kJ}$$

Compresor de la turbina a gas (punto 3):

Teórico:

$$E_{3Teo} = E_2 + \dot{m}_{aire}(h_{3T} - h_2) = 158755.63 + 538.94(719.47 - 294.57) \text{ Ecu. 4.46}$$

$$E_{3Teo} = 387,751.34 \text{ kJ}$$

Real:

$$E_3 = E_2 + \dot{m}_{aire}(h_3 - h_2) = 158755.63 + 538.94(719.47 - 294.57) \text{ Ecu. 4.47}$$

$$E_3 = 366,484.76 \text{ kJ}$$

Cámara de combustión (Punto 7):

Teórico:

$$E_{7Teo} = E_3 + \dot{m}_{comb}PCI = 336,484.76 + 12.06(49581.3) \text{ Ecu. 4.48}$$

$$E_{7Teo} = 964,422.9 \text{ k}$$

Real:

$$E_7 = E_{7Teo}\eta_{CC} = 964,422.9(0.99) \text{ Ecu. 4.49}$$

$$E_7 = 954,778.67 \text{ kJ}$$

Turbina de Gas (Punto 9):

Teórico:

$$E_{9Teo} = E_7 - \dot{m}_{gas}(h_7 - h_{9T}) = 954,778.67 - 551(1732.81 - 838.12) \text{ Ecu. 4.49}$$

$$E_{9Teo} = 461,804.48 \text{ kJ}$$

Real:

$$E_9 = E_7 - \dot{m}_{gas}(h_7 - h_9) = 954,778.67 - 551(1732.81 - 896.16) \quad \text{Ecu. 4.50}$$

$$E_9 = 493,784.52 \text{ kJ}$$

En este punto, es necesario hacer la aclaración de que las pérdidas en la turbina por irreversibilidades de fricción (calor de fricción) son reabsorbidas por el flujo por lo que a la salida, su temperatura real es más elevada que la teórica. Prácticamente se asume que las pérdidas son nulas.

Generador eléctrico de la turbina a gas:

Teórico:

$$E_{200Teo} = W_{TG} - W_{C-teor} = \dot{m}_{gas}(h_7 - h_9) - \dot{m}_{aire}(h_{3T} - h_2) \quad \text{Ecu. 4.51}$$

$$E_{200Teo} = 551(1732.81 - 838.12) - 538.94(719.47 - 294.57)$$

$$E_{200Teo} = 232 \text{ MJ}$$

Real:

$$E_{200} = E_{200Teor} \eta_{Acop} \eta_{GE} = 232000(0.98)(0.98) \quad \text{Ecu. 4.52}$$

$$E_{200} = 222,811.3 \text{ kJ}$$

Gases exhaustos de la turbina a gas (punto 9):

$$E_9 = \dot{m}_{gas} h_9 = 551(896.16) \quad \text{Ecu. 4.53}$$

$$E_9 = 493,784.16 \text{ kJ}$$

Energía de la quema del gas natural en la caldera de recuperación:

$$E_{GN} = \dot{m}_{GN} PCI = 0.928(49581.3) \quad \text{Ecu. 4.54}$$

$$E_{GN} = 46,011.15 \text{ kJ}$$

Caldera de recuperación (HRSG):

Teórico:

$$E_{CR-Teor} = E_9 + E_{GN} = 493784.16 + 46011.15 \quad \text{Ecu. 4.55}$$

$$E_{CR-Teor} = 539,795.31 \text{ kJ}$$

Real:

$$E_{CR} = Q_{util-CR} + \dot{m}_{gas} h_{74} = 262499.03 + 551.928(424.99) \quad \text{Ecu. 4.56}$$

$$E_{CR} = 497,062.91 \text{ kJ}$$

Energía que se pierde con los gases de salida de la Caldera:

Real:

$$E_{Gas-tot} = \dot{m}_{gas-tot} h_{74} = 551.928(424.99) \quad \text{Ecu. 4.57}$$

$$E_{Gas-tot} = 234,563.88 \text{ kJ}$$

Sistema de turbinas a vapor:

Teórico:

$$E_{TV-Teor} = E_{CR} + E_{Gas-tot} = 497062.91 - 234563.88 \quad \text{Ecu. 4.58}$$

$$E_{TV-Teor} = 262,499.03 \text{ kJ}$$

Real:

$$E_{TV} = P_{STV} + \dot{m}_{gas-tot} h_{74} = 91017.21 + 551.98(424.99) \quad \text{Ecu. 4.59}$$

$$E_{TV} = 325,581.09 \text{ kJ}$$

Sistema de bombas de la turbina a vapor:

Teórico:

$$E_{B-Teor} = (E_{B-BP} + E_{B-MP} + E_{B-AP})_{teor} \quad \text{Ecu. 4.60}$$

$$E_{B-Teor} = 933.74 \text{ kJ}$$

Real:

$$E_B = E_{B-BP} + E_{B-MP} + E_{B-AP} \quad \text{Ecu. 4.61}$$

$$E_B = 1,098.45 \text{ kJ}$$

Condensador (punto 129): El calor extraído en el condensador es:

$$\Delta E_{cond} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP})(h_{92} - h_{129}) \quad \text{Ecu. 4.62}$$

$$\Delta E_{cond} = 75.28(2447.4 - 163.36)$$

$$\Delta E_{cond} = 171,937.46 \text{ kJ}$$

Las pérdidas de energía (al segundo) en cada uno de los componentes principales del sistema de ciclo combinado pueden ser halladas como la diferencia de trabajos teórico y real para cada proceso que se realiza en el componente. Para valorar esta pérdida se relaciona con la el trabajo que produce la fuente energética. Los resultados del análisis energético del sistema térmico de ciclo combinado se muestran en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7: Índices energéticos del sistema de Ciclo Combinado
(Expresados en porcentajes de *Ecomb*)

Equipo Componente	Eteórico (kJ)	Ereal (kJ)	Pérdida ΔE (kJ)	$\Delta E/E$ (%)
Aire entrada al compresor		158,755.63		
Compresor TG	387,751.34	366,484.76	21,266.58	3.56
Cámara de combustión	964,422.90	954,778.67	9,644.23	1.61
Turbina a gas	461,804.48	493,784.52	31,980.04	5.35
Generador eléctrico TG	231,998.44	222,811.30	9,187.14	1.54
Gases exhaustos de la TG		493,784.16		
Gas natural suplementario		46,011.15		
Caldera de recuperación	539,795.31	497,062.91	42,732.40	7.15
Gases totales de salida			234,563.88	39.23
Turbina de vapor (alta presión)	21,749.58	18,487.29	3,262.29	0.55
Turbina de vapor (media presión)	33,810.97	28,739.48	5,071.48	0.85
Turbina de vapor (baja presión)	52,841.24	44,888.89	7,952.34	1.33
Grupo de turbinas a vapor	262,499.03	246,212.91	16,286.12	2.72
Generador eléctrico TV	91,017.21	87,412.93	3,604.28	0.6
Grupo de bombas TV	933.74	1,098.45	164.71	0.03
Condensador			171,937.46	28.76

2.19. DISEÑO EXERGÉTICO DEL CICLO INTEGRADO

El diseño exergetico nos muestra las irreversibilidades totales que existen en la central de ciclo combinado y permite hacer un análisis particular en cada uno de los componentes del sistema y establecer la distribución de pérdidas o destrucción de la energía distribuida en cada uno de los componentes. De esta manera, se puede determinar en cual componente existe una mayor o menor eficiencia.

En la Tabla 4.5 fueron calculadas las exergías para cada punto del ciclo combinado. En base a estos valores es que se calcula las irreversibilidades en cada equipo del sistema, de acuerdo con las siguientes relaciones:

Compresor (C):

$$I_C = E_{x2} + W_C - E_{x3} = \dot{m}_{air}(b_2 - b_3) + W_C \quad \text{Ecu. 4.63}$$

$$I_C = 538.94(0 - 402.26) + 228995.71$$

$$I_C = 23,486.59 \text{ kJ}$$

Cámara de Combustión (CC):

$$I_{CC} = E_{x3} + E_{comb} - E_{x7} = \dot{m}_{air}b_3 + E_{comb} - \dot{m}_{gas}b_7 \quad \text{Ecu. 4.64}$$

$$I_{CC} = 538.94(719.47) + 12.06(49581.3) - 551(1032.6)$$

$$I_{CC} = 245,768.94 \text{ kJ}$$

Turbina a Gas (TG):

$$I_{TG} = E_{x7} + E_{comb} - E_{x7} = \dot{m}_{air}b_3 + E_{comb} - \dot{m}_{gas}b_7 \quad \text{Ecu. 4.65}$$

$$I_{TG} = 538.94(719.47) + 12.06(49581.3) - 551(1032.6)$$

$$I_{TG} = 245,768.94 \text{ kJ}$$

Caldera de recuperación (CR)

$$I_{CR} = (E_{x9} - E_{x74}) + E_{GN} + (E_{x170} - E_{x37}) + (E_{x54} - E_{x40}) + (E_{x158} - E_{x53}) \\ + (E_{x182} - E_{x63}) + (E_{x15} - E_{x75})$$

$$I_{CR} = \dot{m}_{gas}b_9 - \dot{m}_{gas-Tot}b_{74} + \dot{m}_{GN}PCI + \dot{m}_{AP}(b_{170} - b_{37}) \\ + (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP})(b_{54} - b_{40}) + \dot{m}_{MP}(b_{158} - b_{53}) + \dot{m}_{BP}(b_{182} - b_{63}) \\ + \dot{m}_{Econ}(b_{15} - b_{75}) \quad \text{Ecu. 4.66}$$

$$I_{CR} = 551(255.54) - 551.93(29.68) + 0.928(49581.3) + 48.61(120.09 - 1522.8) \\ + 53.89(1116.61 - 1390.36) + 5.28(108.74 - 1079.51) \\ + 21.39(104.57 - 843.81) + 75.28(4.1 - 104.57)$$

$$I_{CR} = 58,991.96 \text{ kJ}$$

Grupo de turbinas a vapor (TV):

$$I_{TV} = (E_{x37} - E_{x14} - W_{TAP}) + (E_{x40} - E_{x90} - W_{TMP}) + (E_{x91} - E_{x92} - W_{TBP})$$

$$I_{TV} = \dot{m}_{AP}(b_{37} - b_{14}) - (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP})(b_{40} - b_{90}) \\ + (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP})(b_{91} - b_{92}) - (W_{AP} + W_{MP} + W_{BP})$$

$$I_{TV} = 48.61(1522.8 - 1109.49) - 53.89(1390.36 - 804.7) \\ + 75.28(809.06 - 112.24) - (18487.29 + 28739.48 + 44888.89)$$

$$I_{TV} = 11,990.77 \text{ kJ}$$

Grupo de bombas (B):

$$I_B = (E_{x129} - E_{x15} - W_{BBP}) + (E_{x13} - E_{x157} - W_{BMP}) + (E_{x160} - E_{x170} - W_{BAP})$$

$$I_B = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP})(b_{129} - b_{15}) + (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP})(b_{13} - b_{157}) \\ + \dot{m}_{AP}(b_{160} - b_{170}) + (W_{BBP} + W_{BMP} + W_{BAP})$$

$$I_B = 75.28(1.46 - 4.1) + 53.89(104.57 - 108.74) + 48.61(108.74 - 120.09) \\ + (230.35 + 124.80 + 615.90)$$

$$I_B = 123.27 \text{ kJ}$$

Condensador (Cond):

$$I_{Cond} = E_{x92} - E_{x129} = (\dot{m}_{AP} + \dot{m}_{MP} + \dot{m}_{BP})(b_{92} - b_{129})$$

$$I_{Cond} = 75.28(112.24 - 1.46)$$

$$I_{Cond} = 8339.52 \text{ kJ}$$

Los resultados del análisis exergético se muestran en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8: Resultados del análisis exerético del ciclo combinado.

Equipo Componente	Irreversibilidad I (kJ)	I/Ecomb (%)
Compresor TG	23,486.59	3.93
Cámara de combustión	234,482.58	39.22
Turbina a gas	32,829.28	5.49
Caldera de recuperación	58,991.95	9.87
Turbina de vapor (alta presión)	1,603.72	0.27
Turbina de vapor (media presión)	2,820.85	0.47
Turbina de vapor (baja presión)	7,566.20	1.27
Grupo de turbinas a vapor	11,990.77	2.01
Bomba de baja presión	31.48	0.01
Bomba de media presión	27.8	0
Bomba de alta presión	63.99	0.01
Grupo de bombas TV	123.27	0.02
Condensador	8,339.40	1.39
Gases totales de salida	16,382.08	2.74
Generador Eléctrico TG	232,000.00	2.87
Generador Eléctrico TV	92,115.67	2.04

Fuente: Elaboración Propia

2.20. SELECCION DE EQUIPOS

2.20.1. CICLO COMBINADO A IMPLEMENTAR

La configuración del ciclo combinado de la central integrada diseñada es básicamente de 1x1x1 es decir estará compuesto una turbina de gas una caldera de recuperación de calor y una turbina de vapor pudiéndose ampliar a otras configuraciones como 2x2x2, los equipos están acoplados en serie, el equipamiento necesario para la implementación del ciclo combinado es lo ofrecido por el fabricante Siemens. Esta Central básicamente comprende las siguientes instalaciones:

Instalaciones de suministro de gas natural:

- a. Punto de alimentación
- b. Estación de regulación
- c. Estación medición.

Componentes principales de las unidades turbo-gas:

- a. Filtros
- b. Compresor
- c. Cámara de combustión
- d. Turbina de gas
- e. Generador Eléctrico.
- f. Estación de Transformación
- g. Instalaciones de Recepción
- h. Instalaciones de Almacenamiento de petróleo diesel 2.

A continuación se detallan las características de los principales equipos y sistemas a implementar.

2.21. TURBINA DE GAS

Dentro del ciclo Brayton la turbina de gas requiere de energía eléctrica externa para el arranque de la misma y el sistema de control distribuido, la turbina puede trabajar simultáneamente con otras unidades o de forma independiente, haciendo uso de una de las diferentes configuraciones. La turbina de gas SGT6-5000 versión FD3 gira con una velocidad de 3600 rpm. El incremento de la eficiencia de estas turbinas se ha obtenido mejorando el material y perfil de los componentes del compresor y de la turbina de potencia. Cuenta con un compresor de alta eficiencia de flujo axial de 16 etapas con álabes guía de entrada variable. También incluye un sistema de combustión con enfriamiento avanzado y una capacidad de funcionar con dos combustibles: líquido y/o gas. Tiene una cámara de combustión tipo canasta con 16 cámaras de combustión dispuestos en un patrón circular alrededor de la circunferencia del conjunto de la turbina. La turbina de potencia de 4 etapas incorpora características de diseño de refrigeración avanzados, incorporándose a los álabes recubrimientos de material resistente a la corrosión para reducir el desgaste.

La turbina de gas Siemens SGT6 5000 FD tiene los siguientes componentes:

- a. Filtro de aire de entrada
- b. Turbina de gas
- c. Generador Eléctrico
- d. Sistema de arranque
- e. Centro de control de equipos auxiliares (MCC)
- f. Sistema Eléctrico
- g. Sistemas individuales

La mayoría de centrales que utilizan ciclos combinado de gas y vapor generan las dos terceras partes de su potencia en el ciclo de gas, para una potencia de 350 MW se utilizará una turbina de gas de 232 MW (+/- 20%, es decir de 200 a 250 MW).

Figura N°4.9: Rango de Selección de turbina de Gas Siemens



Figura N°4.10: Vista general de la Turbina a gas - Siemens SGT6 5000 FD3

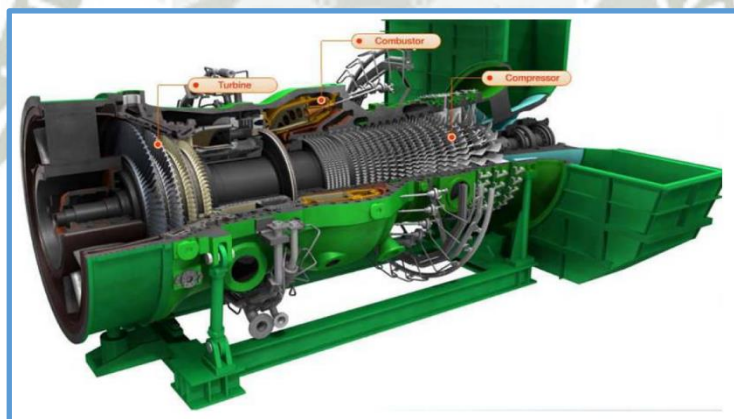
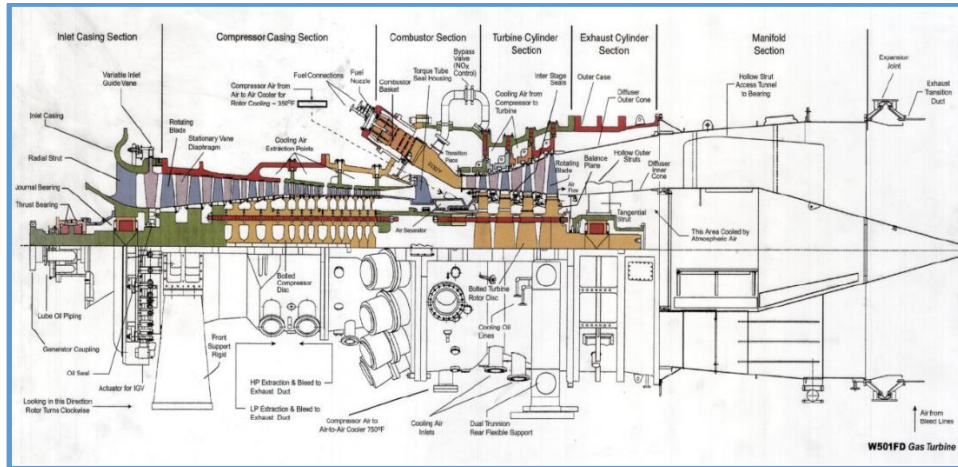


Figura N°4.11: Vista en corte de la Turbina a gas - Siemens SGT6 5000 FD3



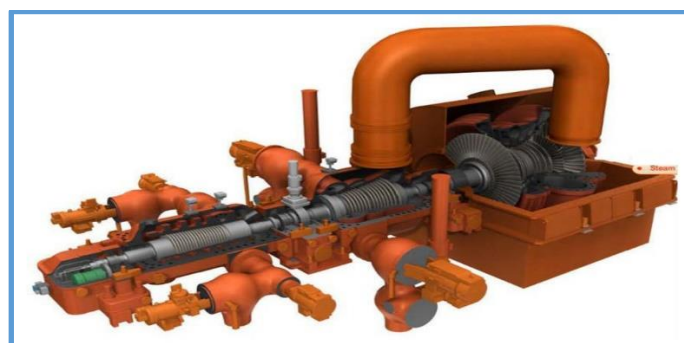
En la Tabla 4.9 se muestran los datos técnicos de la turbina a gas.

DATOS TECNICOS DE LA TURBINA DE GAS SGT6 -5000		
Característica	Unidad	Magnitud
Potencia estimada Unidad (ISO)	MW	232
Heat Rate	kJ/kW-h	9.278
Razón de compresión		18.9
Eficiencia estimada	%	38.8
Flujo másico de gases (nominal estimado)	kg/s	551
Temperatura de los gases de salida	°C	593
DIMENSIONES		
Característica	Unidad	Magnitud
Peso Estimado	kg	193000
Longitud	m	10.1
Ancho	m	4
Altura	m	4
CARACTERISTICAS TÍPICAS DEL GENERADOR		
Característica	Unidad	Magnitud
Velocidad del generador	rpm	3600
Frecuencia del generador	Hz	60

2.22. TURBINA DE VAPOR PARA IMPLEMENTAR AL CICLO COMBINADO

A partir de la energía contenida en los gases de escape evacuados por la turbina de gas, se genera vapor en una caldera de recuperación de calor (HRSG) para ser expandido en una turbina de vapor de tres etapas de baja media y alta presión.

Figura N°: 4.12: Vista general de la Turbina a Vapor Siemens SST6-5000, 3 etapas de presión de vapor



En la Tabla 4.10 se muestran los datos técnicos de la turbina de vapor.

DATOS TECNICOS DE LA TURBINA DE VAPOR SST6 -5000		
Tipo de turbina:	Turbina de vapor con tres niveles de presión y recalentamiento	
Característica	Unidad	Magnitud
Potencia estimada de la unidad	MW	98-105
Flujo estimado de vapor	ton/h	270-350
Consumo específico nominal estimado	kJ/kWh	9,233
CARACTERISTICAS TIPICAS ESTIMADAS DEL VAPOR UTILIZADO		
Sección de Alta Presión (HP)		
Característica	Unidad	Magnitud
Presión	bar	133
Temperatura	°C	556
Etapas		22
Sección de Media Presión (IP)		
Característica	Unidad	Magnitud
Presión	bar	30
Temperatura	°C	555
Etapas		13
Sección de Baja Presión (LP)		
Característica	Unidad	Magnitud
Presión	bar	5
Temperatura	°C	288
Etapas		6
CARACTERISTICAS TIPICAS DEL GENERADOR		
Característica	Unidad	Magnitud
Velocidad del generador	rpm	3600
Frecuencia del generador	Hz	60

Cabe indicar que en el diseño de instalaciones de potencia sobre la base de ciclos combinados, Siemens utiliza este tipo de turbina a vapor.

2.23. CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR (HRSG)

La caldera de recuperación de calor seleccionada tiene domos de vapor de tipo horizontal de tres presiones con recalentamiento de vapor para maximizar el rendimiento del ciclo termodinámico de vapor. El HRSG tendrá quemadores de tipo ducto para la efectuar una combustión complementaria (caldera tipo fired) donde adicionalmente se quemará combustible a fin de elevar la temperatura de los gases y poder alcanzar los valores de temperatura necesarios para la producción estimada de vapor a parámetros establecidos, estos quemadores aprovecharán la concentración de oxígeno disponible en los gases de escape que salen de la turbina de combustión para producir una ganancia en temperatura.

Figura N°4.13: Caldera de recuperación de calor (HRSG) de flujo de gases horizontal, tres niveles de presión con recalentamiento y fuego adicional

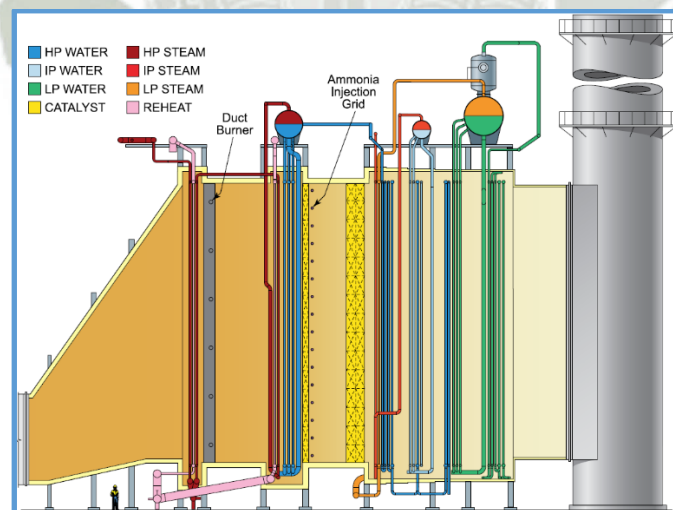


Tabla 4.11 Datos Técnicos del HRSG.

CALDERA DE RECUPERACION DE CALOR HRSG		
Tipo de turbina:	Caldera flujo de gases de flujo horizontal de tres presiones con recalentamiento del tipo Drum Type	
Dimensiones Aproximadas		
Característica	Unidad	Magnitud
Largo	m	38
Ancho	m	11
Alto	m	25
Peso total estimado del HRSG	Ton	1500
Chimenea HRSG		
Alto chimenea	m	43
Diámetro chimenea	m	6
Peso estimado de la chimenea	Ton	104
CARACTERISTICAS TIPICAS ESTIMADAS DEL VAPOR GENERADO		
Sección de recalentamiento (RH)		
Característica	Unidad	Magnitud
Presión	bar	133
Temperatura	°C	556
Flujo de vapor	Ton/h	175
Sección de alta Presión (HP)		
Característica	Unidad	Magnitud
Presión	bar	30
Temperatura	°C	555
Flujo de vapor	Ton/h	194
Sección de Media Presión (IP)		
Característica	Unidad	Magnitud
Presión	bar	32
Temperatura	°C	315
Flujo de vapor	Ton/h	19
Sección de baja Presión (LP)		
Característica	Unidad	Magnitud
Presión	bar	5
Temperatura	°C	291
Flujo de vapor	Ton/h	77

2.24. DISEÑO DE LA CENTRAL DE TORRE CON HELIOSTATOS

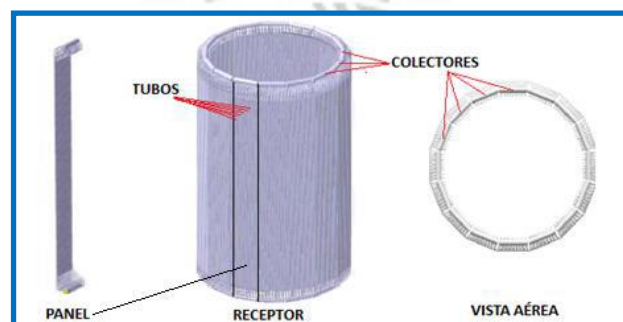
2.24.1. Elementos del receptor central

El receptor de una central solar térmica, situado parte alta de una torre, tendrá que estar diseñado para cumplir:

- Absorber la mayor parte de la radiación reflejada por el campo de heliostatos debe contemplar las pérdidas térmicas como de carga.
- Conseguir que el fluido térmico HTF (Heat Transfer Fluid) alcance las temperaturas de diseño ,la temperatura juega un papel fundamental en la eficiencia del ciclo debido a que son directamente proporcionales ,las pérdidas por radiación también es un punto importante que son proporcionales a la cuarta potencia, se deberá prevenir posibles fisuras estructurales por elevadas temperaturas.

La estructura está formada por paneles de tubos verticales situados en su diámetro, por el interior de los cuales fluyen HTF .Deben tener la capacidad de soportar tanto las altas temperaturas como la corrosión provocada por el fluido interior, teniendo en cuenta estas condiciones de trabajo se utilizó el HT800 Alloy, con un revestimiento de la pintura de alta temperatura y un factor de absorción elevado Pyromark 2500 (temperatura max 1093°C).

Figura N°4.14: Elementos del Receptor

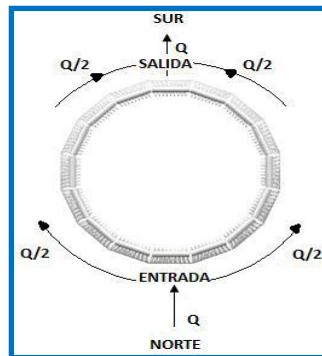


Fuente: Torresol Energy características de la planta Gemasolar

Los paneles tubos verticales se encuentran unidos mediante soldadura en sus extremos tanto superior como inferior a tubos de diámetro mayor llamados colectores estos van

paralelos al suelo, es por donde ingresa el caudal de sal, procedente del depósito de almacenamiento frío, para luego distribuirlo uniformemente entre los paneles tubos.

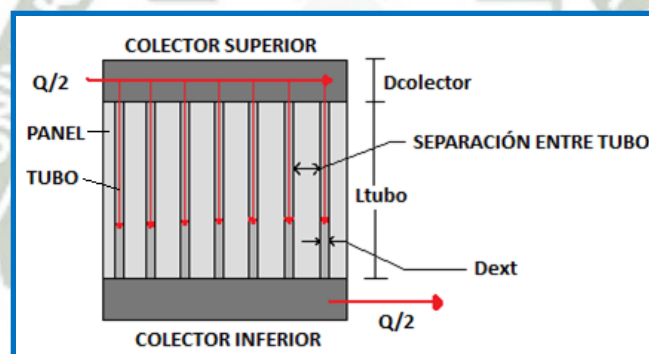
Figura N°4.15: Distribución caudal de sal en el receptor



Fuente: Torresol Energy características de la planta Gemasolar

Las sales recorren los tubos del receptor serpenteando hacia arriba y hacia abajo.

Figura 4.16: Vista frontal del colector



Fuente: Torresol Energy características de la planta Gemasolar

Se realizará un proceso iterativo, para realizar el dimensionamiento del receptor: se partirá desde las características físicas y térmicas de los tubos del panel se deberá cumplir $H \approx 2D$ (La altura del receptor debe ser aproximadamente doble el diámetro del receptor), por ende $D < H$. Si el diámetro superior a la altura del receptor, se aumenta dicha velocidad hasta que se satisfacen las condiciones anteriores, que tiene su razón fundamental en la dificultad para transportar materiales de longitudes superiores a la establecida.

2.24.2. Diseño del sistema del Receptor Central

2.24.2.1. Cálculo del diámetro y Selección del HTF (Fluid Transfer Heat)

Para el siguiente proyecto se desarrollará con una sal que utiliza 60% de nitrato de potasio y 40% de nitrato de sodio. Esta combinación es capaz de retener hasta el 99% del calor durante un lapso mayor a 12 horas. Tiene un rango de trabajo de 265°C ingreso al receptor y 565°C salida del receptor.

Tabla 4.12: Propiedades de la Sal temperatura 565°C

Propiedades de la Sal T=565°C			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Densidad	ρ_{sal}	1730.66	Kg/m ³
Calor específico	$C_{p_{sal}}$	1540.18	J/kg. K
Viscosidad	μ_{sal}	1.14E-03	Pa. s
Coefficiente conductividad térmica	k_{sal}	0.5535	W/m. K

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 4.13: Coeficiente conductividad térmica tubo

Propiedad de los tubos del receptor			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Coefficiente conductividad térmica tubo	k_{tubo}	18.3	W/m. K

Fuente: Elaboración Propia

2.24.3. Selección de las Dimensiones de los Tubos del Receptor

Tomaremos las medidas en referencia de la planta *GEMASOLAR* que tiene como altura del receptor 10.5 m y diámetro receptor 8.4m.

Tabla 4.14: Dimensiones de los tubos del receptor

Dimensiones de los tubos del receptor			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Diámetro exterior tubo	$D_{\text{ext tubo}}$	5.28	cm
Diámetro interior tubo	$D_{\text{int tubo}}$	5.08	cm
Longitud tubos	L_{tubo}	12	m
Separación tubos	S_{tubo}	0.5	cm
Separación paneles	D_{paneles}	10	cm

Fuente: Elaboración Propia

2.24.4. Velocidad de la Sal en los Tubos

Tomaremos una velocidad inicial de $V_{i \text{ sal}} = 0.1 \text{ m/s}$, se realiza iteraciones hasta que cumpla la condición de $H \approx 2D$, (La altura del receptor debe ser aproximadamente el doble del diámetro del receptor) o $D < H$ aproximadamente. Según las iteraciones realizadas tomaremos para este diseño $V_{\text{sal}} = 1.1 \text{ m/s}$.

2.24.5. Potencia Máxima Receptor ($Pot_{\text{max receptor}}$)

Comenzaremos definiendo valores para de temperatura y potencia para el diseño de la geometría del receptor.

Tabla 4.15: Valores de temperaturas y Potencia de diseño de nuestro receptor

Valores Temperatura y Potencias diseño receptor			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Potencia salida turbina	$Pot_{\text{electrica}}$	30	MW_e
Eficiencia conversión potencia	$n_{\text{conv pot}}$	0.3873	
Temperatura máxima tubo	$T_{\text{max sal}}$	750	$^{\circ}C$

Temperatura máxima sal salida receptor	$T_{\min \text{ sal}}$	565	°C
Temperatura mínima sal entrada receptor	$T_{\max \text{ tubo}}$	265	°C

Fuente: Elaboración Propia

La fecha de elección para el diseño del campo de heliostatos fue 15 de Septiembre. Un día intermedio entre las temporadas de verano e invierno, por las siguientes razones. Si elegimos para el dimensionamiento del campo heliostatos la temporada de invierno el número de heliostatos sería mayor, debido a que la radiación es menor en estos meses y cuando estemos en época de verano se desenfocaría muchos heliostatos, lo que no rentabilizaría la inversión. Si elegimos para el dimensionamiento del campo heliostatos la temporada de verano el número de heliostatos sería menor y cuando estemos en invierno el número de heliostatos sería menor, generando problemas para alcanzar las condiciones nominales de la planta y la cantidad de energía que produciría la planta sería mínima teniendo que hacer uso de una mayor cantidad de gas natural. A continuación se muestra el cuadro de irradiación solar en el mes de septiembre.

Tabla 4.16: Tabla Irradiación/Radiación solar mes de septiembre

HESMIFERIO SUR	PRIMAVERA	
HORAS/MES	SEPTIEMBRE	
	Radiación Solar KJ/m ²	Irradiación Solar W/m ²
01:00	0	0
02:00	0	0
03:00	0	0
04:00	0	0
05:00	0	0
06:00	0	0
07:00	350.496	97.36
08:00	870.012	251.67
09:00	1405.62	390.45

10:00	1872.576	520.16
11:00	2190.96	608.6
12:00	2305.332	640.37
13:00	2190.96	608.6
14:00	1872.576	520.16
15:00	1405.62	390.45
16:00	870.012	251.67
17:00	350.496	97.36
18:00	0	0
19:00	0	0
20:00	0	0
21:00	0	0
22:00	0	0
23:00	0	0
00:00	0	0

Fuente: Elaboración Propia

De la Tabla 4.16 obtenemos

$$Pot_{\max \text{ dia}} = 640 \text{ W/m}^2$$

$$Pot_{\text{media dia}} = 525.54 \text{ W/m}^2$$

Se calculará potencia máxima sobre el receptor con una regla de tres simple teniendo en cuenta el día que se eligió en el diseño de campo de heliostatos y la potencia media en función de las horas con un umbral característico mayor de 250 W/m^2 . Según la tabla de irradiación del mes de septiembre el número de horas $N_{\text{horas}} = 9$

2.24.5.1. Cálculo de la potencia térmica

$$Pot_{\text{electrica}} = Pot_{\text{termica}} \cdot n_{\text{conv pot}} \quad \text{Ecu.4.67}$$

$$Pot_{\text{termica}} = Pot_{\text{electrica}} / n_{\text{conv pot}}$$

$$Pot_{\text{termica}} = 30\,000\,000 / 0.3873$$

$$Pot_{\text{termica}} = 77.459 \text{ MW}_{\text{termicos}}$$

2.24.5.2. Cálculo de la potencia media receptor

$$Pot_{\text{media receptor}} = Pot_{\text{termica}} (24 / N_{\text{horas}}) \quad \text{Ecu. 4.68}$$

$$Pot_{media\ receptor} = 77.459(24/9)$$

$$Pot_{media\ receptor} = 206.56\ MW_{termico}$$

2.24.5.3. Cálculo de la potencia máxima receptor

$$Pot_{max\ receptor} = Pot_{media\ receptor} \cdot (Pot_{max\ dia} / Pot_{media\ dia}) \quad Ecu. 4.69$$

$$Pot_{max\ receptor} = 206.56 \cdot (640.37 / 525.54)$$

$$Pot_{max\ receptor} = 251.7\ MW_{termico}$$

2.24.6. Número de Tubos

Comenzaremos calculando el caudal másico que circula por cada tubo \dot{m}_{tubo} . Cabe resaltar que vamos iniciar $V=0.1$ m/s y después de iterar tomamos $V_{sal}=1.1$ m/s que cumple con las condiciones de diseño.

2.24.6.1. Cálculo flujo de sal por cada tubo

$$\dot{m}_{tubo} = \rho_{sal} \cdot V_{sal} \cdot \left(\pi \cdot \frac{d_{int}^2}{4} \right) \quad Ecu. 4.70$$

$$\dot{m}_{tubo} = (1730.66)(1.1) \left(\frac{\pi \cdot (0.0508^2)}{4} \right)$$

$$\dot{m}_{tubo} = (1730.66)(1.1) \left(\frac{\pi \cdot (0.0508^2)}{4} \right)$$

$$\dot{m}_{tubo} = 3.85\ Kg/s$$

Continuamos con el cálculo del caudal másico máximo entrada receptor \dot{m}_{max} con los datos de la tabla 4.10:

2.24.6.2. Cálculo flujo máximo entrada receptor

$$\dot{m}_{max} = Pot_{max\ receptor} / (\dot{C}_p\ sal \cdot (T_{max\ sal} - T_{min\ sal})) \quad Ecu. 4.71$$

$$\dot{m}_{max} = 251.7 \times 10^6 / ((1540.18)(565 - 265))$$

$$\dot{m}_{max} = 544.72\ Kg/s$$

2.24.6.3. Cálculo del número de tubos:

$$n_{\text{tubos}} = \frac{\dot{m}_{\text{max}}/2}{\dot{m}_{\text{tubo}}} \quad \text{Ecu. 4.72}$$

$$n_{\text{tubos}} = \frac{544.72/2}{3.85}$$

$$n_{\text{tubos}} = 70.58$$

$$n_{\text{tubos}} = 70$$

2.24.7. Resistencias Térmicas de Conducción y Convección

2.24.7.1. Cálculo resistencia térmica conducción:

$$R_{\text{cond}} = \ln[d_{\text{ext}}/d_{\text{int}}]/(2 \cdot \pi \cdot L_{\text{tubo}} \cdot k_{\text{tubo}}) \quad \text{Ecu. 4.73}$$

$$R_{\text{cond}} = \ln[0.0528/0.0508]/(2 \cdot \pi \cdot 12 \cdot 18.5)$$

$$R_{\text{cond}} = 2.77 \times 10^{-5} \text{ K/W}$$

2.24.7.2. Cálculo del número Reynolds

Calculamos el número de Reynolds para el número de Nusselt para un flujo interno turbulento desarrollado:

$$Re_{\text{int}} = \frac{\rho_{\text{sal}} \cdot V_{\text{sal}} \cdot d_{\text{int}}}{\mu_{\text{sal}}} \quad \text{Ecu. 4.74}$$

$$\text{valido si } Re_{\text{int}} > 10^4$$

$$Re_{\text{int}} = \frac{(1730.6)(1.1)(0.0508)}{1.14 \times 10^{-3}}$$

$$Re_{\text{int}} = 8.45 \times 10^4$$

2.24.7.3. Cálculo del número de Prandtl

$$Pr_{\text{int}} = \frac{C_{p \text{ sal}} \cdot \mu_{\text{sal}}}{k_{\text{sal}}} \quad \text{Ecu. 4.75}$$

$$Pr_{\text{int}} = \frac{(1540.18)(1.14 \times 10^{-3})}{0.5535}$$

$$Pr = 3.18$$

2.24.7.4. Cálculo del número de Nusselt

$$Nu_{int} = 0,023 \cdot Re_{int}^{0.8} \cdot Pr_{int}^{0.4} \quad \text{Ecu. 4.76}$$

$$Nu_{int} = (0,023)(8.45 \times 10^4)^{0.8} (3.18)^{0.4}$$

$$Nu = 319.55$$

2.24.7.5. Cálculo del coeficiente de transferencia calor por convección

$$h = Nu_{int} \cdot K_{sal} / d_{int} \quad \text{Ecu. 4.77}$$

$$h = (296.09)(0.5535) / (0.0508)$$

$$h = 3.481 \times 10^3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

2.24.7.6. Cálculo de la resistencia por convección en un flujo interno turbulento:

$$R_{conv} = \frac{1}{d_{int} \cdot L_{tubo} \cdot h} \quad \text{Ecu. 4.78}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{(0.0508) \cdot (12) \cdot (3.48 \times 10^3)}$$

$$R_{conv} = 1.49 \times 10^{-4} \text{ K/W}$$

2.24.7.7. Calculo de la resistencia total

$$R_{total} = R_{cond} + R_{conv} \quad \text{Ecu. 4.79}$$

$$R_{total} = 2.76 \times 10^{-5} + 1.49 \times 10^{-4}$$

$$R_{total} = 1.77 \times 10^{-4} \text{ K/W}$$

2.24.8. Flujo Térmico de Calor

De la tabla de Tabla 4.10 Tomamos los valores de las temperaturas máximas. Al circular un fluido por el interior de los tubos, resistencia térmica que se opone disipa el calor hacia el exterior a través de las paredes del tubo por conducción y convección aumentando la temperatura máxima en el tubo.

$$T_{\max \text{ tubo}} = T_{\max \text{ sal}} + q_{\max} \cdot R_{\text{total}} \quad \text{Ecu. 4.80}$$

$$q_{\max} = (T_{\max \text{ tubo}} - T_{\max \text{ sal}}) / R_{\text{total}}$$

$$q_{\max} = (750 - 565) / 1.895 \times 10^{-4}$$

$$q_{\max} = 1.04 \text{ MW}$$

2.24.9. Incremento de la Temperatura en el Panel

Mientras la sal fundida recorre los tubos asociados a un panel, éste ve cómo su temperatura se incrementa conforme a la siguiente expresión:

$$\Delta T_{\text{panel}} = q_{\max} / (C_{p \text{ sal}} \cdot \dot{m}_{\text{tubo}}) \quad \text{Ecu. 4.81}$$

$$\Delta T_{\text{panel}} = 0.82 \times 10^6 / (1540.18 \times 3.51)$$

$$\Delta T_{\text{panel}} = 175 \text{ } ^\circ\text{K}$$

2.24.10. Número de Paneles en el Receptor

Lo obtenemos de la siguiente relación, la $\Delta T_{\text{receptor}}$ es un valor que viene especificado al diseñar el receptor y representa la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del mismo, el número 2 indica la división del flujo másico a la entrada del receptor.

$$n_{\text{paneles}} = 2 \cdot \Delta T_{\text{receptor}} / \Delta T_{\text{panel}} \quad \text{Ecu. 4.82}$$

$$n_{\text{paneles}} = \frac{(2)(550)}{(175)}$$

$n_{\text{paneles}} = 6.62$ redondeamos al número entero mayor

$$N_{\text{paneles}} = 6$$

2.24.11. Diámetro del Receptor

Para el obtener del diámetro del receptor se calculara el perímetro total del mismo en base a los valores de los cálculos anteriores. Por cada panel, se tienen n_{tubos} , de un diámetro d_{ext} . Además, existen un total de $n_{\text{tubos}} - 1$ separaciones entre tubos S_{tubos} ,

un valor fijado al comienzo del diseño, y una pequeña separación entre panel y panel

S_{panel} .

$$D_{\text{receptor}} = \frac{(n_{\text{tubos}} \cdot d_{\text{ext}} + S_{\text{tubos}} \cdot (n_{\text{tubos}} - 1) + S_{\text{panel}}) \cdot n_{\text{paneles}}}{\pi} \quad \text{Ecu. 4.83}$$

$$D_{\text{receptor}} = \frac{(((70)(0.508)) + ((0.5)(70 - 1)) + 10)(6)}{\pi}$$

$$D_{\text{receptor}} = 7.94 \text{ m}$$

Redondeamos al número entero mayor:

$$D_{\text{receptor}} = 8 \text{ m}$$

Que cumple con el requisito establecido de ser del orden de la longitud de los tubos (un receptor cuadrado facilita la fabricación y transporte del mismo). A continuación se muestra los valores de los diferentes parámetros con el aumento progresivo de la velocidad.

2.24.12. Cuadro Resumen de los parámetros del cálculo del diámetro con el aumento velocidad progresiva

Tabla 4.17 Parámetros calculo diámetro con el aumento velocidad progresivo

Velocidad sal m/s	\dot{m}_{tubo} kg/s	n_{tubos}	Re_{int}	Pr_{int}	Nu_{int}	h W/m ² . K	R_{conv} K/W	R_{cond} K/W	R_{total} K/W	q_{max} MW	ΔT_{panel} °K	n_{paneles}	N_{paneles}	D_{receptor}
0.1	0.3508	776.4500	7.68E+03	3.18E+00	46.9277	5.11E+02	1.00E-03	2.77E-05	1.00E-03	1.76E+05	326.4600	3.5500	3.0000	43.1200
0.2	0.7016	388.2200	7.69E+03	3.18E+00	81.7000	8.90E+02	5.86E-04	2.77E-05	6.14E-04	3.01E+05	278.7500	4.1614	4.0000	28.8100
0.3	1.0523	258.81	2.31E+04	3.18E+00	113.012	1.23E+03	4.24E-04	2.77E-05	4.52E-04	4.10E+05	252.6700	4.5900	4.0000	19.1996
0.4	1.4031	194.1136	3.07E+04	3.18E+00	142.253	1.55E+03	3.37E-04	2.77E-05	3.65E-04	5.07E+05	234.8200	4.9390	4.0000	14.4669
0.5	1.7539	155.2909	3.84E+04	3.18E+00	170.06	1.85E+03	2.82E-04	2.77E-05	3.09E-04	5.98E+05	221.2800	5.2420	5.0000	14.4700
0.6	2.1	129.4	4.61E+04	3.18E+00	196.76	2.14E+03	2.44E-04	2.77E-05	2.71E-04	6.82E+05	210.4000	5.5100	5.0000	12.0751
0.7	2.4554	110.92	5.38E+04	3.18E+00	222.59	2.43E+03	2.15E-04	2.77E-05	2.43E-04	7.61E+05	201.3200	5.7618	5.0000	10.3180
0.8	2.8062	97.0568	6.15E+04	3.18E+00	247.6861	2.70E+03	1.93E-04	2.77E-05	2.21E-04	8.36E+05	193.5334	5.9900	5.0000	9.1172
0.9	3.157	86.2727	6.92E+04	3.18E+00	272.15	2.97E+03	1.76E-04	2.77E-05	2.04E-04	9.08E+05	186.7100	6.2100	6.0000	9.7200
1	3.5078	77.6454	7.69E+04	3.18E+00	296.0941	3.23E+03	1.62E-04	2.77E-05	1.90E-04	9.76E+05	180.6600	6.4200	6.0000	8.7221
1.1	3.8585	70.5868	8.46E+04	3.18E+00	319.5537	3.48E+03	1.50E-04	2.77E-05	1.78E-04	1.04E+06	175.2275	6.6200	6.0000	7.9456

Fuente: Elaboración Propia

2.25. CALCULO DE LAS PERDIDAS POR CONVECCION Y RADIACION

2.25.1. Pérdidas Térmicas por Convección del Receptor

Definiremos las propiedades del aire con la siguiente tabla:

Tabla 4.18 Propiedades del aire

Propiedades del Aire			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Densidad aire	ρ_{aire}	1.204	Kg/m ³
Calor específico aire	$C_{p\text{aire}}$	1005	J/Kg. K
Viscosidad cinemática aire	ν_{aire}	15.11×10^{-6}	
Viscosidad aire	μ_{aire}	18.25×10^{-6}	Pa. s
Coficiente conductividad térmica aire	K_{aire}	0.0257	W/m. K
Velocidad viento	V_{viento}	1	m/s
Coficiente expansión térmica aire	β	0.0017	K ⁻¹

Fuente: Elaboración Propia

Para el cálculo de las perdidas por convección, comenzaremos hallando los números de Grashof (Gr) y Rayleigh (Ra) para hallar el número Nusselt de la convección natural (Nu_{cn}) y así calcular el coeficiente transferencia calor natural, en el caso del coeficiente transferencia calor forzado comenzaremos calculando los números de Reynolds del aire (Re_{aire}) y los Prandal del aire (Pr_{aire}) para hallar el número Nusselt de la convección forzada (Nu_{cf}).

2.25.1.1. Calculo número Reynolds aire (Re_{aire})

$$Re_{\text{aire}} = \rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{viento}} \cdot d_{\text{ext}} / \mu_{\text{aire}} \quad \text{Ecu. 4.84}$$

$$Re_{\text{aire}} = (1.204)(1)(0.0528) / 18.25 \times 10^{-6}$$

$$Re_{\text{aire}} = 3.51 \times 10^3$$

2.25.1.2. Calculo número Prandal aire (Pr_{aire})

$$Pr_{\text{aire}} = C_{p\text{aire}} \cdot \mu_{\text{aire}} / K_{\text{aire}} \quad \text{Ecu. 4.85}$$

$$Pr_{\text{aire}} = (1005)(18.25 \times 10^{-6}) / 0.0257$$

$$Pr_{\text{aire}} = 0.7078$$

2.25.1.3. Cálculo número Nusselt aire convección forzada (Nu_{cf})

Para el cálculo de los Nusselt convección forzada Consideremos los términos de f_{corr} y F_{corr} que permite la variabilidad de la dirección del viento igual a la unidad. Caso más desfavorable.

$$Nu_{cf} = 0,3 \cdot F_{corr} + \frac{0,62 \cdot (f_{corr} \cdot Re_{aire})^{0,5} \cdot Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr_{aire}}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{F_{corr} \cdot Re_{aire}}{2,82 \cdot 10^5}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

Ecu. 4.86

$$Nu_{cf} = 0,3(1) + \frac{(0,62)((1) \cdot (3,48 \times 10^3))^{0,5} (0,7137)^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{0,7137}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{(1) \cdot (3,48 \times 10^3)}{2,82 \cdot 10^5}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

$$Nu_{cf} = 30,52$$

2.25.1.4. Coeficiente transferencia calor mediante convección forzada será (h_{cf})

$$h_{cf} = K_{aire} \cdot Nu_{cf} / d_{ext} \quad \text{Ecu. 4.87}$$

$$h_{cf} = (0,0257)(30,48) / 0,0528$$

$$h_{cf} = 14,85 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

2.25.1.5. Cálculo de la temperatura tubo (T_{tubo})

$$T_{tubo} = T_{sal} + q_{max} \cdot R_{total} \quad \text{Ecu. 4.88}$$

Donde T_{sal} Temperatura media de la sal

$$T_{sal} = \sqrt[4]{(T_{in}^4 + T_{out}^4) / 2} \quad \text{Ecu. 4.89}$$

$$T_{sal} = \sqrt[4]{((265 + 273)^4 + (565 + 273)^4) / 2}$$

$$T_{sal} = 732,86 \text{ K}$$

Los valores q_{\max} y R_{total} fueron calculados en las ecuaciones 4.80 y 4.79 respectivamente. Entonces de la ecuación 4.88 quedaría:

$$T_{\text{tubo}} = 732.86 + (1.04 \times 10^6)(1.76 \times 10^{-4})$$

$$T_{\text{tubo}} = 917.86^\circ\text{K}$$

2.25.1.6. Calculo de Temperatura media aire (T_{media})

$$T_{\text{media}} = (T_{\infty} + T_{\text{tubo}})/2 \quad \text{Ecu. 4.90}$$

Donde T_{∞} es la temperatura ambiente

$$T_{\text{media}} = ((20 + 273) + 917.86)/2$$

$$T_{\text{media}} = 1210 / 2$$

$$T_{\text{media}} = 605 \text{ }^\circ\text{K}$$

2.25.1.7. Calculo coeficiente expansión térmica aire (β_{aire})

$$\beta_{\text{aire}} = \frac{1}{T_{\text{media}}} \quad \text{Ecu. 4.91}$$

$$\beta_{\text{aire}} = 1/605$$

$$\beta_{\text{aire}} = 0.0017 \text{ }^\circ\text{K}^{-1}$$

2.25.1.8. Calculo número Grashof aire (Gr_{aire})

Donde:

g: Constante gravedad (9.81 m/s^2)

$$Gr_{\text{aire}} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{tubo}} - T_{\infty}) \cdot d_{\text{ext}}}{\nu_{\text{aire}}^2} \quad \text{Ecu. 4.92}$$

$$Gr_{\text{aire}} = \frac{(9.81)(0.0017)(917.86 - 293) \cdot (0.0528)}{(15.11 \times 10^{-6})^2}$$

$$Gr = 7.66 \times 10^{13}$$

2.25.1.9. Calculo número Rayleigh aire (Ra_{aire})

$$Ra_{aire} == Gr_{aire} \cdot Pr_{aire} \quad \text{Ecu. 4.93}$$

$$Ra_{aire} = (7.66 \times 10^{13}) \cdot (0.7137)$$

$$Ra_{aire} = 5.46 \times 10^{13}$$

2.25.1.10. Calculo número de Nusselt para la convección natural (Nu_{cn})

$$Nu_{cn} = \left[0.825 + \frac{0.387 \cdot Ra_{aire}^{1/6}}{1 + \left(\frac{0.492}{Pr_{aire}} \right)^{9/16} \frac{8}{27}} \right]^2 \quad \text{Ecu. 4.94}$$

$$Nu_{cn} = \left[0.825 + \frac{(0.387)(5.46 \times 10^{13})^{1/6}}{1 + \left(\frac{0.492}{0.7137} \right)^{9/16} \frac{8}{27}} \right]^2$$

$$Nu_{cn} = 4.1 \times 10^3$$

2.25.1.11. Calculo del coeficiente transferencia de calor mediante convección natural (h_{cn})

$$h_{cn} = K_{aire} \cdot \frac{Nu_{cn}}{L_{tubo}} \quad \text{Ecu. 4.95}$$

$$h_{cn} = (0.0257)(4.1 \times 10^3) / 12$$

$$h_{cn} = 8.75 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

2.25.1.12. Calculo del coeficiente transferencia de calor por convección total

$$h_{ext} = \sqrt[4]{h_{cf}^4 + h_{cn}^4} \quad \text{Ecu. 4.96}$$

$$h_{\text{ext}} = \sqrt[4]{14.85^4 + 8.75^4}$$

$$h_{\text{ext}} = 15.28 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

2.25.1.13. Calculo perdidas por convección por unidad de área q''_{conv} :

$$q''_{\text{conv}} = h_{\text{ext}} \cdot (T_{\text{tubo}} - T_{\infty}) \text{ Ecu. 4.97}$$

$$q''_{\text{conv}} = (15.28 \times 10^4)(917.16 - 293)$$

$$q''_{\text{conv}} = 9.55 \times 10^3 \text{ W}/(\text{m}^2)$$

2.25.1.14. Calculo perdidas por convección por el tubo q'''_{conv}

$$q'''_{\text{conv}} = q''_{\text{conv}} \cdot d_{\text{ext}} \cdot \pi \cdot L_{\text{tubo}} \text{ Ecu. 4.98}$$

$$q'''_{\text{conv}} = (9.55 \times 10^3)(0.0528)(\pi)(12)$$

$$q'''_{\text{conv}} = 1.9 \times 10^4 \text{ W}$$

2.25.1.15. Calculo pérdidas totales por convección por la superficie q''''_{conv}

$$q''''_{\text{conv}} = q'''_{\text{conv}} \cdot n_{\text{tubos}} \cdot n_{\text{paneles}} \text{ Ecu. 4.99}$$

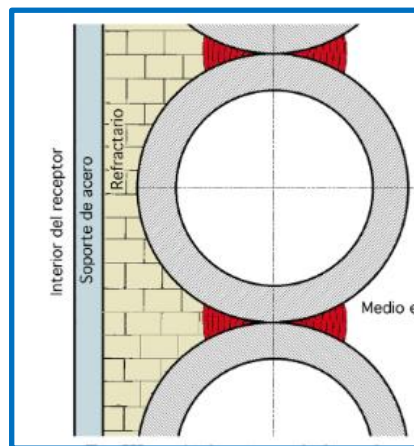
$$q''''_{\text{conv}} = (1.9 \times 10^4) \cdot (70)(7)$$

$$q''''_{\text{conv}} = 7.98 \times 10^6 \text{ W}$$

2.25.2. Pérdidas Térmicas por Radiación del Receptor

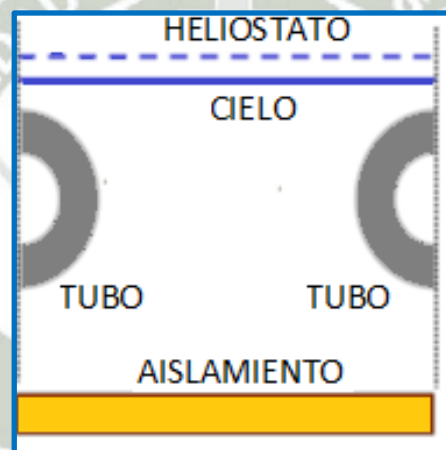
Para el cálculo de las pérdidas por radiación en el receptor central Figura N° 4.17, se simplifico la geometría en la Figura N°4.18.

Figura N°4.17: Vista corte transversal aislamiento paneles receptores



Fuente: Catalogo de paneles de receptores

Figura N°4.18: Geometría simplificada para el estudio de pérdidas por radiación



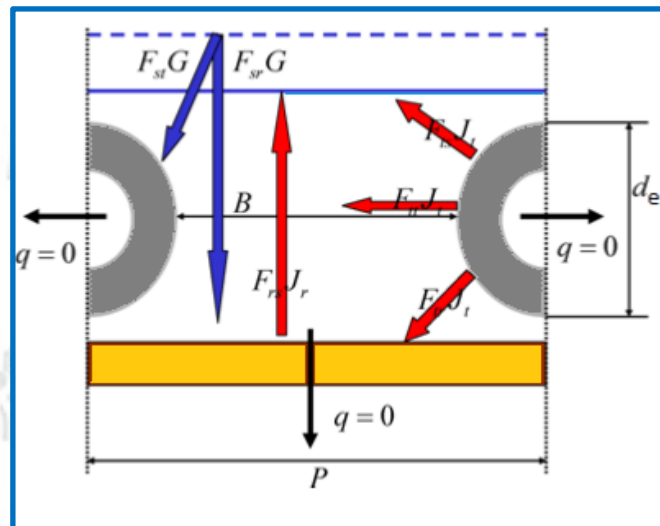
Fuente: Catalogo de paneles de receptores

La radiación reflejada por los heliostatos incide sobre los tubos, o bien sobre la pared de los Paneles será considerada refractaria (es decir, no existen pérdidas térmicas asociadas a conducción). La radiación de los tubos podrá pasar a la pared, cielo o los propios tubos, a la vez que la pared refractaria irradia hacia los tubos o cielo. Para cuantificar esta fracción de radiación se utilizara el método de factores de formar, este factor indica si hay dos superficies X_t y X_s y el factor de forma F_{t-s} , la radiación viaja de superficie "t" hacia la superficie "s". Para nuestras ecuaciones el subíndice de "t" se referirá tubo, subíndice "s" referirá al cielo (sky) y el subíndice "r" nos dará referencia de la pared

refractaria .Se realizara un análisis bidimensional, no se tomara él cuenta las direcciones axiales de los tubos.

Teniendo en cuenta el esquema de la Figura N°4.13 quedara definido los factores para su cálculo de la siguiente manera.

Figura N°4.19. Distancias significativas y flujos de calor por radiación.



Fuente: Catalogo de paneles de receptores

2.25.2.1. Calculo x

B: Distancia más próxima entre tubos igual a la separación entre tubos

$$x = 1 + B/d_{ext} \quad \text{Ecu. 4.100}$$

$$x = 1 + 0.005/0.0528$$

$$x = 1.1$$

2.25.2.2. Calculo F_{t-t}

$$F_{t-t} = \frac{2}{\pi} \left[\sqrt{x^2 - 1} + \frac{\pi}{2} - \cos^{-1} \left(\frac{1}{x} \right) - x \right] \quad \text{Ecu. 4.101}$$

$$F_{t-t} = \frac{2}{\pi} \left[\sqrt{1.1^2 - 1} + \frac{\pi}{2} - \cos^{-1} \left(\frac{1}{1.1} \right) - 1.1 \right]$$

$$F_{t-t} = 0.3179$$

2.25.2.3. Cálculo F_{t-s}

$$F_{t-s} = F_{s-r} = \frac{1 - F_{t-t}}{2} \quad \text{Ecu. 4.102}$$

$$F_{t-s} = F_{s-r} = \frac{1 - 0.3179}{2}$$

$$F_{t-s} = F_{s-r} = 0.3411$$

2.25.2.4. Cálculo del F_{s-t} :

Donde:

P : Distancia entre los centros de los tubos

d_{ext} : Diámetro externo del tubo

S_{tubos} : Separación tubos

L_{tubo} : Longitud tubo

$$F_{s-t} = F_{r-t} = \frac{F_{t-s} \cdot A_t}{A_s} = \frac{1 - F_{t-t}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{ext}}{P} \right) \quad \text{Ecu. 4.103}$$

$$F_{s-t} = F_{r-t} = \frac{F_{t-s} \cdot A_t}{A_s} = \frac{1 - F_{t-t}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{ext}}{d_{ext} + S_{tubos}} \right)$$

$$F_{s-t} = F_{r-t} = \frac{(0.3411)(1.658)}{(0.5808)} = \left(\frac{1 - 0.3179}{2} \right) \left(\frac{(\pi)(0.0528)}{0.0528 + 0.005} \right)$$

$$F_{s-t} = F_{r-t} = 0.97$$

2.25.2.5. Cálculo del F_{s-r} :

$$F_{s-r} = F_{r-s} = 1 - \frac{1 - F_{t-t}}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{ext}}{P} \right) \quad \text{Ecu. 4.104}$$

$$F_{s-r} = F_{r-s} = 1 - F_{s-t}$$

$$F_{S-r} = F_{r-s} = 1 - 0.974$$

$$F_{r-s} = 0.0264$$

2.25.2.6. Cálculo del F_{r-r}

$$F_{r-r} = 0 \quad \text{Ecu. 4.105}$$

2.25.2.7. Cálculo del área del tubo (A_t):

$$A_t = \pi \cdot d_{ext} \cdot L_{tubo} \quad \text{Ecu. 4.106}$$

$$A_t = (\pi)(0.0528)(12)$$

$$A_t = 1.99 \text{ m}^2$$

2.25.2.8. Cálculo del área del diámetro exterior y separación tubos (A_s):

$$A_s = (d_{ext} + S_{tubos}) \cdot L_{tubo} \quad \text{Ecu. 4.107}$$

$$A_s = (0.0528 + 0.005)(12)$$

$$A_s = 0.697 \text{ m}^2$$

2.25.2.9. Cálculo del área del receptor A_r :

Donde

$D_{receptor}$: Diámetro del receptor

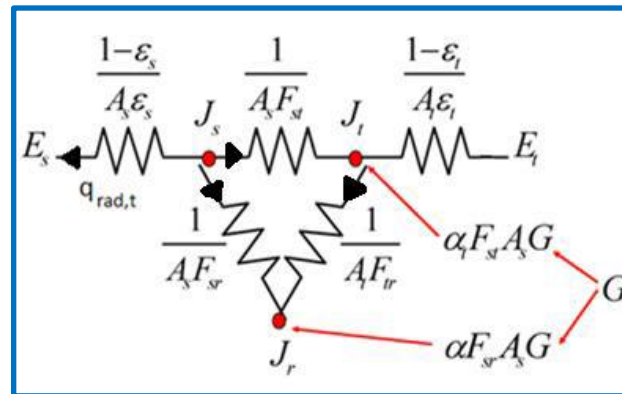
$$A_r = \pi \cdot D_{receptor} \cdot L_{tubo} \quad \text{Ecu. 4.108}$$

$$A_r = (\pi)(8)(12)$$

$$A_r = 301.5991 \text{ m}^2$$

Se considerara el siguiente circuito de resistencias, con el objetivo de cuantificar matemáticamente las pérdidas por radiación.

Figura N°4.20. Circuito térmico



Fuente: Elaboración propia

En el circuito térmico observamos como la radiación incidente G , se entre los tubo y la pared refractaria de acuerdo a los factores de forma y al coeficiente α , un parámetro que hace referencia a la fracción total de radiación incidente que absorben el receptor y los tubos. El parámetro J hace referencia a la radiosidad [W/m^2], el ratio al cual la radiación abandona una superficie ya sea por emisión y reflexión por unidad de superficie. Cabe resaltar de no caer en el error de no confundir con el parámetro E , que hace referencia a la potencia emisiva, que sólo incluye la radiación que abandona una superficie por emisión, y se calcula de acuerdo a la ley de Stefan-Boltzman:

$$E = \sigma T^4 \text{ Ecu. 4.109}$$

Definiendo los valores de la emisividad:

Tabla N°4.19 Valores de Emisividades

Emisividades			
Parámetro	Simbología	Magnitud	Unidades
Emisividad tubo Alloy	ϵ_{tubo}	0.89	-
Emisividad superficie terrestre	$\epsilon_{sup\ terr}$	0.5	-
Emisividad cielo	ϵ_{cielo}	1	-

Fuente: Elaboración Propia

2.25.2.10. Calculo de la emisividad equivalente ($\epsilon_{equivalente}$)

$$\epsilon_{equivalente} = (\epsilon_{tierra} + \epsilon_{cielo})/2 \quad \text{Ecu. 4.110}$$

$$\epsilon_{equivalente} = (0.5 + 1)/2 = 0.75$$

2.25.2.11. Calculo de la temperatura equivalente ($T_{equivalente}$)

Definimos la Temperatura superficie terrestre y temperatura cielo.

$$T_{sup\ terr} = T_{amb} + 15 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cielo} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{equivalente} = \sqrt[4]{\frac{F_{cielo} \cdot \epsilon_{cielo} \cdot T_{cielo}^4 + F_{sup\ terr} \cdot \epsilon_{sup\ terr} \cdot T_{sup\ terr}^4}{\epsilon_{equivalente}}} \quad \text{Ecu. 4.111}$$

$$T_{equivalente} = \sqrt[4]{\frac{(0.5)(1)(273 + 20)^4 + (0.5)(0.5)(35 + 273)^4}{0.75}}$$

$$T_{equivalente} = 286.13 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

2.25.2.12. Calculo de la potencia emisiva del tubo (E_t)

Definimos la constante de Boltzman y la constante de desenfocamiento:

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$$

$$\gamma = 0.85$$

$$E_t = \sigma \cdot T_{tubo}^4 \quad \text{Ecu. 4.112}$$

$$E_t = (5.67 \times 10^{-8}) \cdot (917.86)^4$$

$$E_t = 4.02 \times 10^4 \text{ W/m}^2$$

Se realizó el cálculo por el flujo térmico de radiación que atraviesa las paredes del tubo de la ecuación Ecu. 4.98 y de las pérdidas por convección por el tubo Ecu. 4.99.

$$q_{max} = 1.04 \text{ MW}$$

$$q'''_{conv} = 1.9 \times 10^4 \text{ W}$$

2.25.2.13. Calculo de la radiosidad nodo t (J_t)

$$J_t = E_t + (q_{max} + q'''_{conv})(1 - E_t)/(\varepsilon_t * A_t) \text{ Ecu. 4.113}$$

$$J_t = (4.02 \times 10^4) + (1.04 \times 10^6 + 1.9 \times 10^4)(1 - 4.02 \times 10^4)/((0.89)(1.9905))$$

$$J_t = 1.066 \times 10^5 \text{ W/m}^2$$

Al paso del flujo de calor se opone las resistencias que están entre nodo y nodo. Los valores que cada una de ellas puede tomar aparecen en el denominador de la siguiente expresión, correspondiente al flujo de calor que circula entre dos nodos:

$$q_i = \frac{E_i - J_i}{(1 - \varepsilon_i)/\varepsilon_i \cdot A_i} = \sum_{j=1}^n \frac{J_i - J_j}{(A_i \cdot F_{i-j})^{-1}} \text{ Ecu. 4.114}$$

Con la definición de la ecuación anterior, el parámetro ε_i es la emisividad de cada superficie (la relación entre la potencia emisiva de una superficie y la asociada al cuerpo negro de la misma temperatura).

La pérdida por radiación en los tubos que interesa calcular es el parámetro $q_{rad,t}$, representado en la Figura N°4.14. Aplica la ley de Kirchhoff (flujo que ingresa debe ser igual al saliente), que conlleva la resolución del siguiente sistema de ecuaciones:

En el nodo J_t :

$$\frac{E_t - J_t}{(1 - \varepsilon_t)/(\varepsilon_t \cdot A_t)} + \alpha \cdot F_{s-t} \cdot A_s \cdot G = \frac{J_t - J_s}{(A_s \cdot F_{s-t})^{-1}} + \frac{J_t - J_r}{(A_t \cdot F_{t-r})^{-1}} \quad \text{Ecu. 4.115}$$

$$\frac{(4.02 \times 10^4) - (8.89 \times 10^4)}{(1 - 0.89)/(0.89 \times 1.99)} + (0.85)(0.9740)(0.6970)(G) = \frac{(8.89 \times 10^4) - J_s}{(0.697 \times 0.974)^{-1}} + \frac{(8.89 \times 10^4) - J_r}{(1.99 \times 0.3411)^{-1}}$$

En el nodo J_r :

$E_r = J_r$ debido a la pared es refractaria

$$\frac{E_r - J_r}{(1 - \varepsilon_r)/(\varepsilon_r \cdot A_r)} + \alpha \cdot F_{s-r} \cdot A_s \cdot G = \frac{J_r - J_s}{(A_s \cdot F_{s-r})^{-1}} + \frac{J_r - J_t}{(A_t \cdot F_{t-r})^{-1}} \quad \text{Ecu. 4.116}$$

$$(0.85)(0.026)(1.99)(G) = \frac{J_r - J_s}{(0.697 \times 0.026)^{-1}} + \frac{J_r - (8.89 \times 10^4)}{(1.99 \times 0.3411)^{-1}}$$

En el nodo J_s :

$$\frac{E_s - J_s}{(1 - \varepsilon_s)/(\varepsilon_s \cdot A_s)} = \frac{J_s - J_r}{(A_s \cdot F_{s-r})^{-1}} + \frac{J_s - J_t}{(A_s \cdot F_{s-t})^{-1}} \quad \text{Ecu. 4.117}$$

$$\frac{((5.67 \times 10^{-8})(286.13)) - J_s}{(1 - 0.75)/(0.75 \times 0.697)} = \frac{J_s - J_r}{(0.697 \times 0.026)^{-1}} + \frac{J_s - (8.89 \times 10^4)}{(0.697 \times 0.974)^{-1}}$$

Del sistema de ecuación obtenemos

Radiosidad cielo (J_s):

$$J_s = 2.72 \times 10^4$$

Radiosidad pared refractaria (J_r):

$$J_r = 1.46 \times 10^5$$

Radiación incidente proveniente de los heliostatos por unidad (G) de área que se necesita concentrar sobre las paredes del mismo.

$$G = 1.9 \text{ MW/m}^2$$

Hacemos

2.25.2.14. Cálculo pérdidas totales sobre área receptor (G_{total})

$$G_{total} = G \cdot \pi \cdot L_{tubo} \cdot D_{receptor} \text{ Ecu. 4.118}$$

$$G_{total} = (1.9 \times 10^6)(\pi)(12)(8)$$

$$G_{total} = 573 \text{ MW}$$

2.25.2.15. Cálculo irradiación perdida en cada tubo ($q_{rad tubo}$)

$$q_{rad tubo} = (J_s - \sigma \cdot T_{equivalente}^4)(A_s \cdot \epsilon_{equivalente}) / (1 - \epsilon_{equivalente}) \text{ Ecu. 4.119}$$

$$q_{rad tubo} = (2.7 \times 10^4 - (5.67 \times 10^{-8})(286.13^4))((0.697)(0.75)) / (1 - 0.75)$$

$$q_{rad tubo} = 55.78 \text{ KW}$$

2.25.2.16. Cálculo irradiación perdida en el receptor ($q_{rad total}$)

$$q_{rad total} = q_{rad tubo} \cdot N_{tubos} \cdot N_{paneles} \text{ Ecu. 4.120}$$

$$q_{rad total} = (5.5788 \times 10^4)(70)(6)$$

$$q_{rad total} = 20.34 \text{ MW}$$

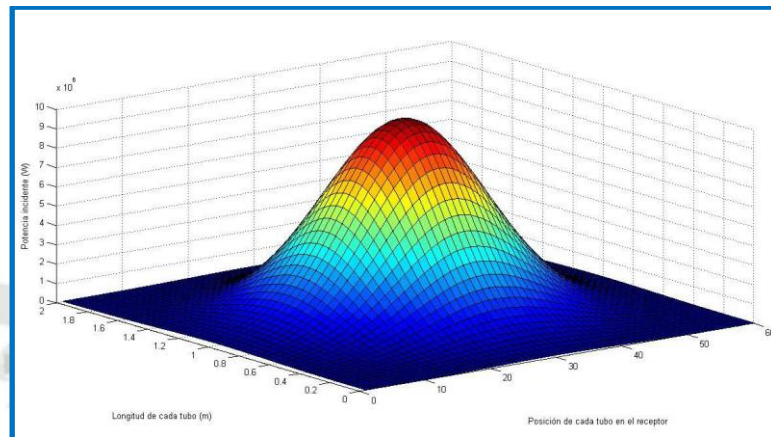
Es necesario hacer un análisis de sensibilidad para ver cuál es la máxima radiación solar que puede recibir el receptor solar, y además, indirectamente, este trabajo ayudaría a definir las dimensiones del campo de heliostatos.

Basándonos en los resultados obtenidos del análisis de sensibilidad de la potencia incidente de la tesis diseño de receptor de torre central para generación directa de vapor con perfil de potencia variable longitudinal y transversalmente. Si la potencia incidente se establece en 10 MW térmicos, y según lo que se analizó en la Distribución de la radiación solar, a las zonas centrales de los tubos situados en la parte central del receptor llega prácticamente el cien por cien de la densidad de potencia, siendo en esta zona donde se

alcanzan las mayores temperaturas, y por tanto donde hay que prestar una mayor atención a qué valores toman éstas.

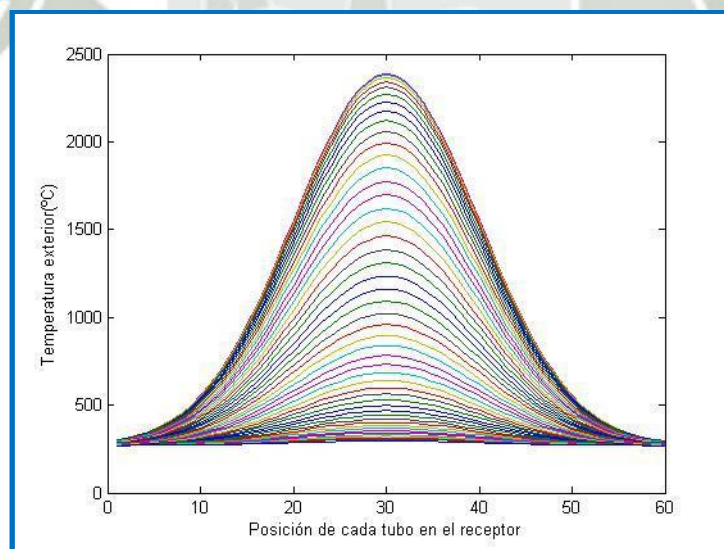
En este caso, la máxima temperatura que se alcanza en el exterior de los tubos es 2388,4 °C en el nodo central de la zona exterior del tubo situado a mitad del receptor.

Figura N°4.21. Distribución de potencia con 10MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

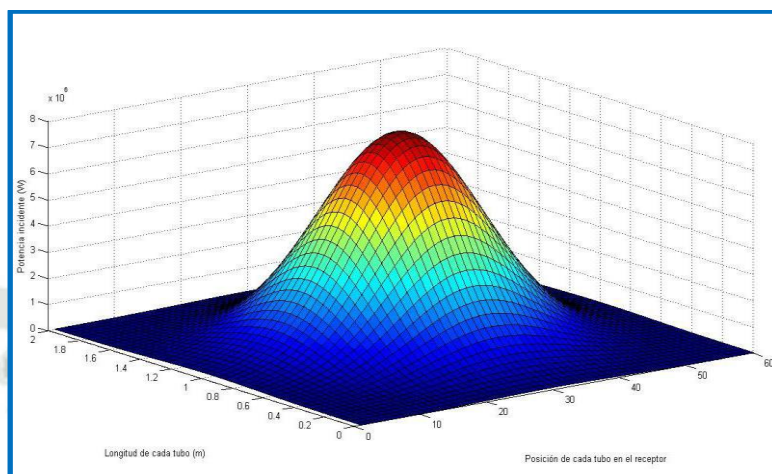
Figura N°4.22. Temperatura según la posición que ocupa cada tubo en el receptor, 10MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

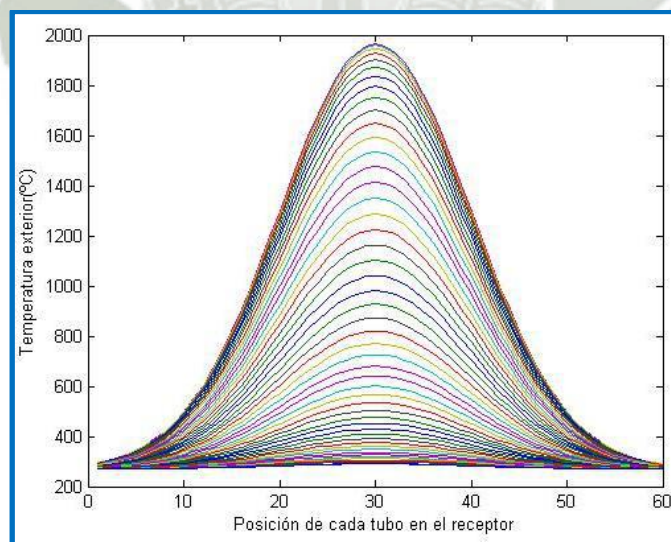
Si el flujo de potencia incidente se reduce ahora a 8 MW térmicos por unidad de área, las temperaturas en las zonas más calientes alcanzan las temperaturas máximas 1964 °C. la que se encuentra en el nodo central del exterior.

Figura N°4.23. Distribución de potencia con 8MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

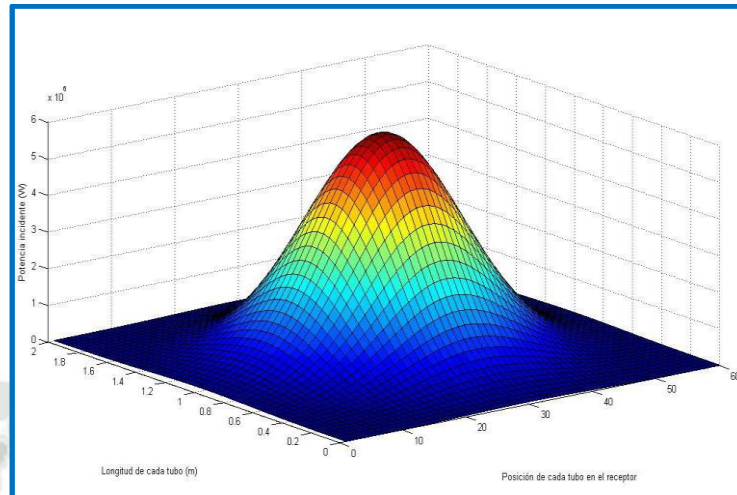
Figura N°4.24. Temperatura según la posición que ocupa cada tubo en el receptor, 8MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

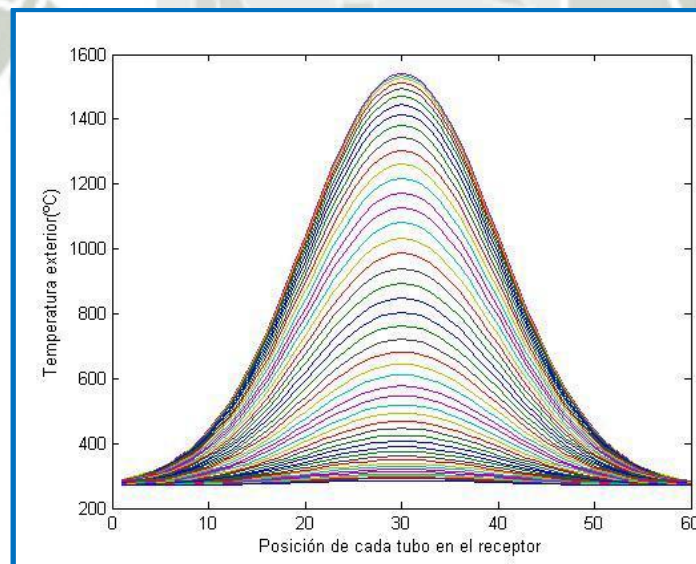
Si el flujo de potencia incidente se reduce ahora a 6 MW térmicos por unidad de área, las temperaturas en las zonas más calientes alcanzan las temperaturas máximas 1541 °C. La que se encuentra en el nodo central del exterior.

Figura N°4.25. Distribución de potencia con 6MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

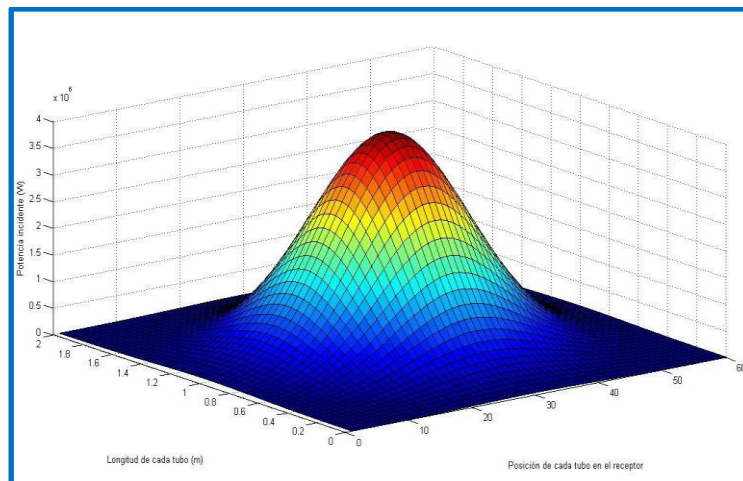
Figura N°4.26. Temperatura según la posición que ocupa cada tubo en el receptor, 6MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

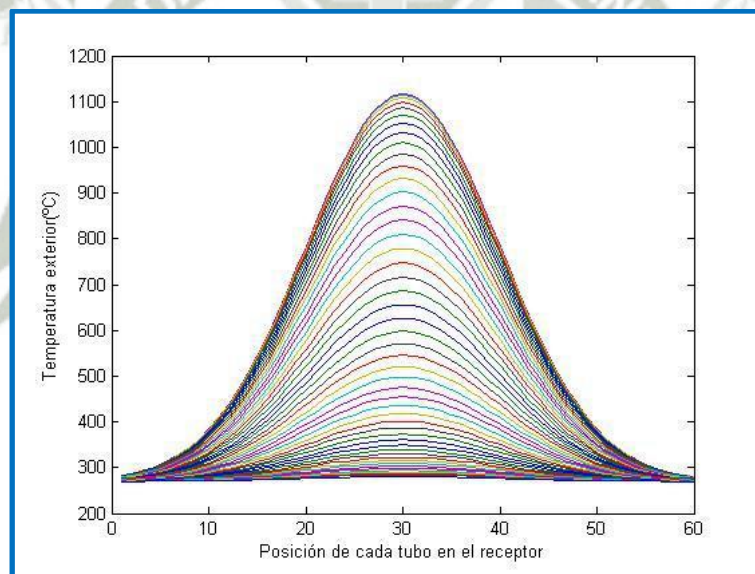
Si el flujo de potencia incidente se reduce ahora a 4 MW térmicos por unidad de área, las temperaturas en las zonas más calientes alcanzan las temperaturas máximas 1117 °C. la que se encuentra en el nodo central del exterior.

Figura N°4.27. Distribución de potencia con 4MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

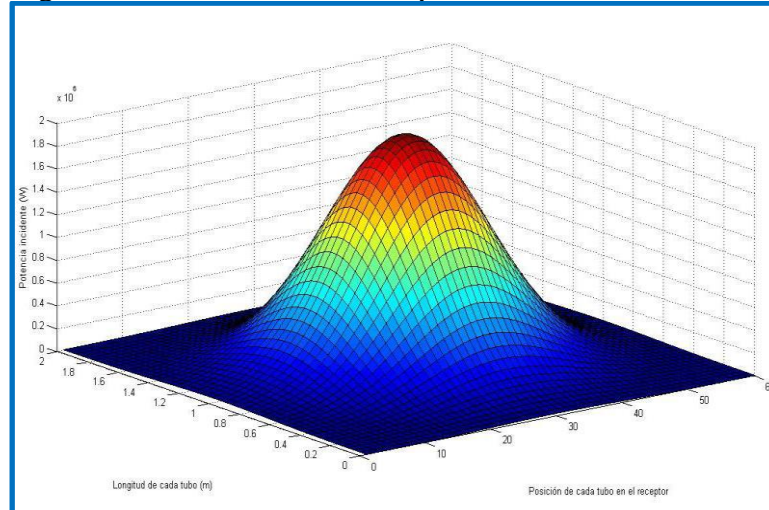
Figura N°4.28. Temperatura según la posición que ocupa cada tubo en el receptor, 4MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

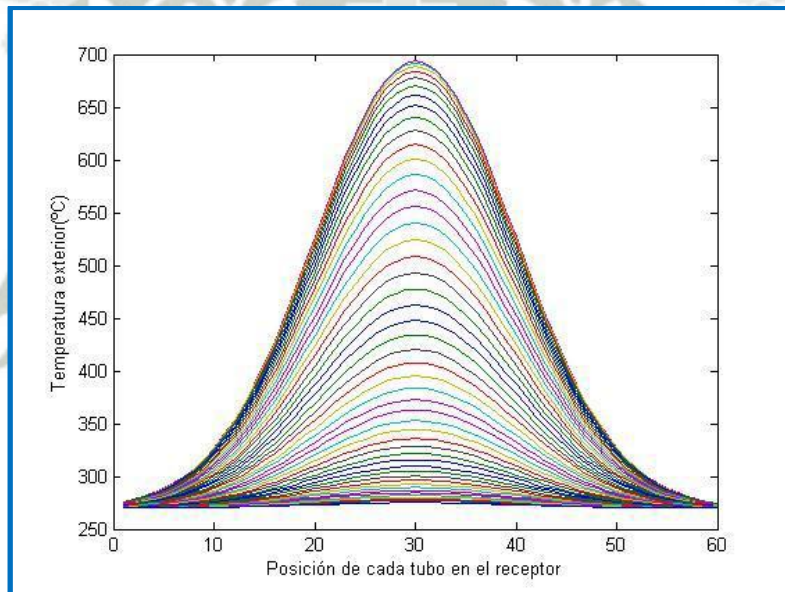
Si el flujo de potencia incidente se reduce ahora a 2 MW térmicos por unidad de área, las temperaturas en las zonas más calientes alcanzan la temperatura máxima 693 °C considerando que la temperatura máxima. La que se encuentra en el nodo central del exterior.

Figura N°4.29. Distribución de potencia con 2MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

Figura N°4.30. Temperatura según la posición que ocupa cada tubo en el receptor, 2MW térmicos



Fuente: Elaboración propia

En nuestro caso , la radiación incidente proveniente de los heliostatos por unidad de área (G) que se necesita concentrar es

$$G = 1.9 \text{ MW}/\text{m}^2$$

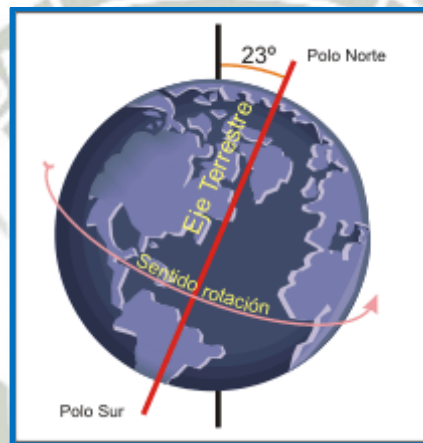
Con esto nos indica que estamos trabajando dentro de los rangos permitidos.

2.26. CARACTERIZACIÓN Y DISEÑO DEL CAMPO DE HELIOSTATOS

2.26.1. Movimientos de la Tierra

- a. Rotación: La Tierra cada 24 horas, gira sobre su eje polar, este eje está inclinado sobre el plano de la elíptica $23,45^\circ$ en ciclos aproximadamente de 23 h 56 minutos, en dirección de Oeste-Este, dando una vuelta completa alrededor de un eje ideal que pasa por los polos, en dirección Oeste-Este, dando la impresión de que es el cielo el que gira alrededor de la tierra. Este movimiento se denominado rotación, es lo que da la sucesión del día y la noche.

Figura N°4.31. Eje está inclinado sobre el plano de la elíptica.



Fuente: www.wikipedia.com

- a. La traslación: El movimiento de traslación de la Tierra, por el cual nuestro globo se mueve alrededor del Sol, y en un tiempo de 365 días, 5 horas y 57 minutos, es lo genera las estaciones del año, La referencia para este proyecto es el hemisferio sur. Entonces se define lo siguiente:

2.26.2. Angulo Horario (ω)

Se usara el concepto de ángulo horario para poder describir la rotación de la Tierra sobre su eje polar, (ω). Según la Figura 3.22, el ángulo horario es el ángulo entre el meridiano cuyo plano contiene el sol (paralelo a los rayos del sol incidente) y el meridiano del observador es decir.

El ángulo horario es cero en el mediodía solar (cuando el sol alcanza su punto más alto en el cielo). En este momento, se dice que el sol está exactamente al sur caso hemisferio norte o al Norte en caso del hemisférico sur. Cada hora, el ángulo horario aumenta 15°.

Figura N°4.32. Ángulo horario

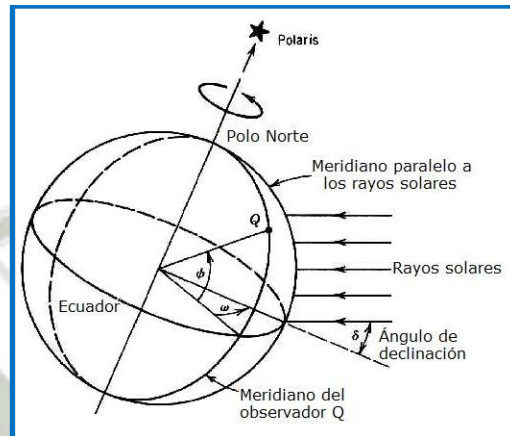
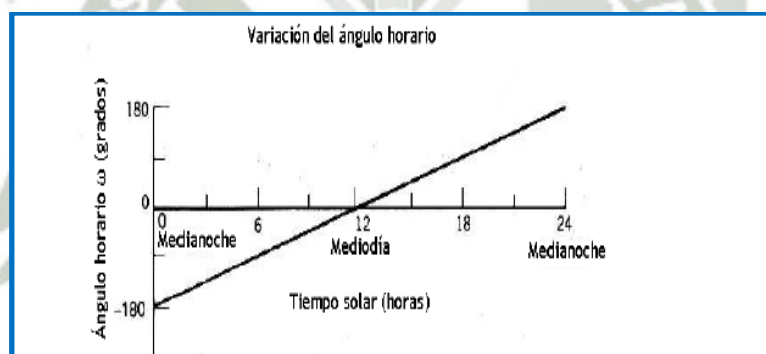


Figura N°4.33. Variación del ángulo horario



Fuente: www.wikipedia.com

Se determinara el ángulo horario en función del tiempo solar (T_s), el concepto de tiempo solar se utiliza para predecir la dirección de los rayos del sol respecto a un punto cualquiera de la tierra ,a la vez definir rotación de la tierra respecto al sol . El tiempo solar depende tanto de la longitud, y generalmente no coincide con la hora del reloj local. La siguiente expresión será utilizada para calcular el ángulo horario de la hora solar.

$$\omega = 15(T_s - 12) \quad \text{Ecu. 4.121}$$

Donde

Donde T : es la hora solar en horas.

Para nuestro proyecto el calcula del ángulo horario

$$\omega = 15(12 - T_s)$$

$$\omega = 15(12 - 12)$$

$$\omega = 0$$

Tabla N° 4.20 Días de especial interés solar

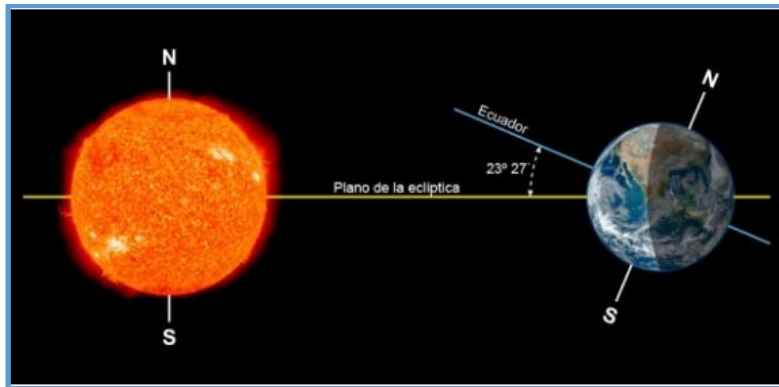
Fenómeno Hemisferio Sur	Día del año	N
Solsticio de verano	21 de diciembre	355
Equinoccio de otoño	21 de marzo	80
Solsticio de invierno	21 de junio	172
Equinoccio de primavera	21 de septiembre	264

Fuente: Elaboración Propia

2.26.3. Ángulo de Declinación (δ)

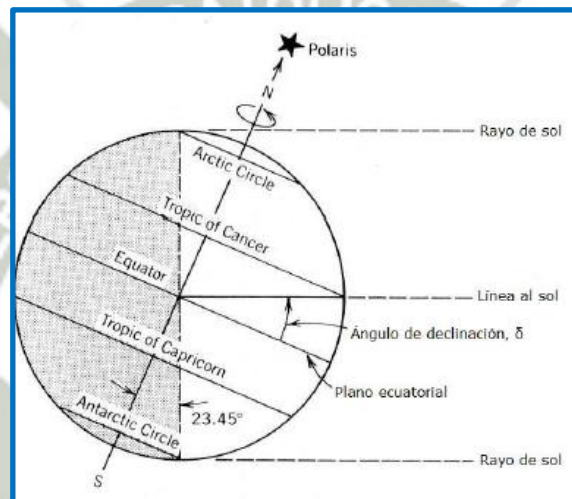
El ángulo de declinación se denotada por (δ), varia cada estación por la inclinación de la Tierra sobre su eje de rotación. El plano que incluye al plano ecuatorial y la línea entre el centro de la tierra y el sol, es el denominado ángulo inclinación. Si la Tierra no se inclinara sobre su eje de rotación, el ángulo de declinación siempre sería 0 °. Sin embargo, la Tierra está inclinada 23,27 ° y el ángulo de declinación varía negativa o positivamente alrededor de esa cantidad. Sólo en los equinoccios de primavera y otoño el ángulo de declinación es igual a 0 °, momento el cual el Sol es visible y no visible a tiempos iguales, durante 12 horas por periodo.

Figura N°4.34. Ángulo declinación solar respecto plano de la elíptica



Fuente: www.wikipedia.com

Figura N°4.35. Ángulo de declinación y su variación anual



Fuente: www.wikipedia.com

La siguiente expresión será utilizada para calcular el ángulo horario de la hora solar

$$\delta = 23,27 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + N) \right] \quad \text{Ecu. 4.122}$$

Formula Spencer

$$\delta = 0,006918 - 0,399912 \cos(aux) + 0,070257 \sin(aux) - 0,006758 \cos(2 \cdot aux) + 0,000907 \sin(2 \cdot aux) - 0,002697 \cos(3 \cdot aux) + 0,001484 \sin(3 \cdot aux) \quad (\text{Ec. 3.57})$$

Donde aux:

$$aux = \frac{Nx2\pi}{365} \quad \text{Ecu. 4.123}$$

Dónde N es el número de día del año (1-365), dado en la Tabla 4.16.

Tabla N°4.21 Tabla de conversión Fecha-Número de día.

Mes	Numero de día (N)	Notas
Enero	j	
Febrero	j+31	
Marzo	j+59	Anadir 1 si es año bisiesto
Abril	j+90	Anadir 1 si es año bisiesto
Mayo	j+120	Anadir 1 si es año bisiesto
Junio	j+151	Anadir 1 si es año bisiesto
Julio	j+181	Anadir 1 si es año bisiesto
Agosto	j+212	Anadir 1 si es año bisiesto
Septiembre	j+243	Anadir 1 si es año bisiesto
Octubre	j+273	Anadir 1 si es año bisiesto
Noviembre	j+304	Anadir 1 si es año bisiesto
Diciembre	j+334	Anadir 1 si es año bisiesto

Fuente: Elaboración Propia

Para nuestro proyecto usaremos la fórmula de Spencer

$$aux = \frac{Nx2\pi}{365}$$

$$aux = \frac{Nx2\pi}{365} = \frac{257 * 2\pi}{365}$$

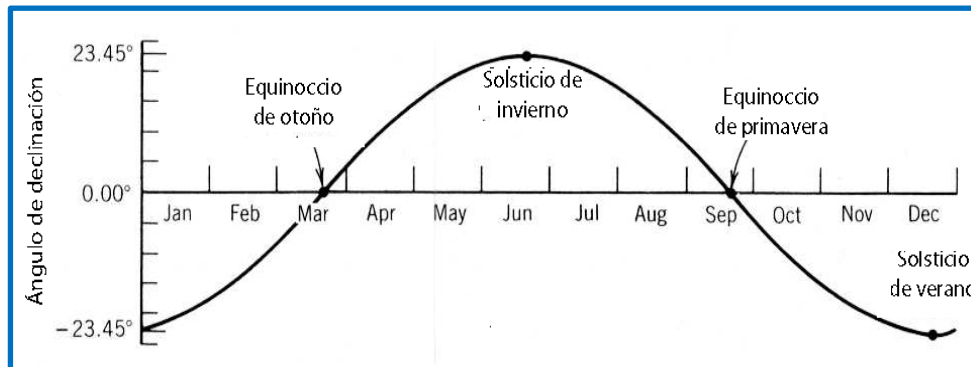
$$aux = 4.42$$

$$\delta = 0,006918 - 0,399912 \cos(aux) + 0,070257 \sin(aux) - 0,006758 \cos(2. aux) + 0,000907 \sin(2. aux) - 0,002697 \cos(3. aux) + 0,001484 \sin(3. aux)$$

$$\delta = 0,006918 - 0,399912 \cos(4,42) + 0,070257 \sin(4,42) - 0,006758 \cos(8,84) + 0,000907 \sin(8,84) - 0,002697 \cos(13,27) + 0,001484 \sin(13,27)$$

$$\delta = 0.058 \text{ rad} = 0^\circ$$

Figura N°4.36: Variación del ángulo de declinación en el hemisferio sur

Fuente: www.wikipedia.com

2.26.4. ÁNGULO DE LATITUD (ϕ)

Es el ángulo desde el plano ecuador hasta un punto en la superficie de la tierra. La intersección del plano ecuatorial con la superficie de la Tierra forma el Ecuador, y tiene un ángulo de latitud de 0° . El eje de rotación de la Tierra interseca con la superficie la Tierra a 90 grados de latitud (Polo Norte) y a -90° de latitud (Polo Sur).

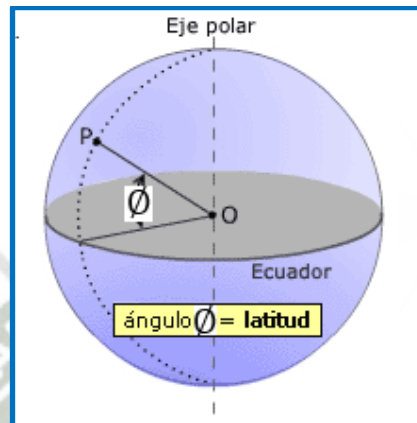
Los ángulos de latitud de interés son el Trópico de Cáncer (paralelo situado a $23,45^\circ$ latitud Norte) y el Trópico de Capricornio (paralelo situado a $-23,45^\circ$ latitud Sur), el Círculo Polar Ártico (paralelo situado a $66,55^\circ$ latitud Norte) y el Círculo Polar Antártico (paralelo situado a $-66,55^\circ$ latitud Sur) que representan la intersección de una perpendicular a la línea Sol-Tierra cuando los polos Sur y Norte se encuentran en su máxima inclinación hacia el Sol.

En los Trópicos de Cáncer y Capricornio se dan las mayores latitudes donde el Sol se sitúa directamente en la vertical en el mediodía solar, y en los Círculos Polares Ártico y

Antártico, las menores latitudes donde hay 24 horas de luz solar u oscuridad. Todos estos eventos ocurren durante los solsticios de invierno y verano.

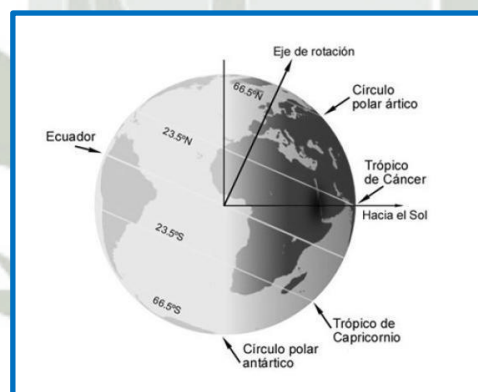
Cualquier punto de la superficie de la tierra puede ser definido por la intersección de un ángulo de latitud y longitud.

Figura N° 4.37. Latitud de un punto



Fuente: www.wikipedia.com

Figura N° 4.38. Paralelos a distintos ángulos de latitud.



Fuente: www.wikipedia.com

El ángulo para el siguiente proyecto es $\phi = -16.726^\circ$ ($\phi = -0.291$ rad)

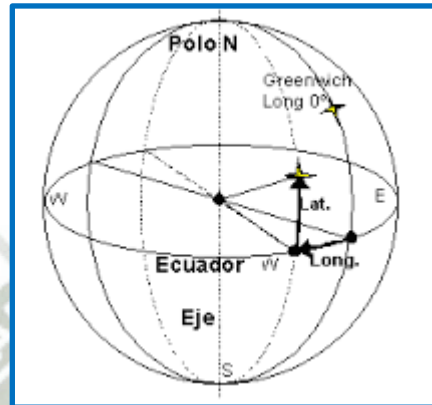
2.26.5. Ángulo de Altitud Solar (α)

El ángulo de altitud solar (α) se define como el ángulo entre el rayo central del Sol, y un plano horizontal que contiene el observador, como se muestra en la Figura 4.37.

La siguiente ecuación expresa el ángulo de altitud solar, en función de la latitud del observador, ángulo horario y la declinación del sol se utilizara esta ecuación para la simulación

$$\alpha = \sin^{-1}(\sin \delta . \sin \phi + \cos \delta . \cos \omega . \cos \phi) \quad \text{Ecu. 4.124}$$

Figura N°4.39. Angulo altitud solar



Calculo del ángulo de altitud solar para el siguiente proyecto

$$\alpha = \sin^{-1}(\sin \delta . \sin \phi + \cos \delta . \cos \omega . \cos \phi)$$

$$\alpha = \sin^{-1}(\sin(0) \times \sin(-0.291) + \cos(0) \times \cos(0) \times \cos(-0.291))$$

$$\alpha = 1.22 \text{ rad}$$

2.26.6. Ángulo Cenital Solar θ_z

El ángulo cenital solar (θ_z) es un ángulo complementario al ángulo de altitud solar (α)

$$\theta_z = \pi/2 - \alpha \quad \text{Ecu. 4.125}$$

$$\theta_z = \pi/2 + 1.22$$

$$\theta_z = 0.35 \text{ rad}$$

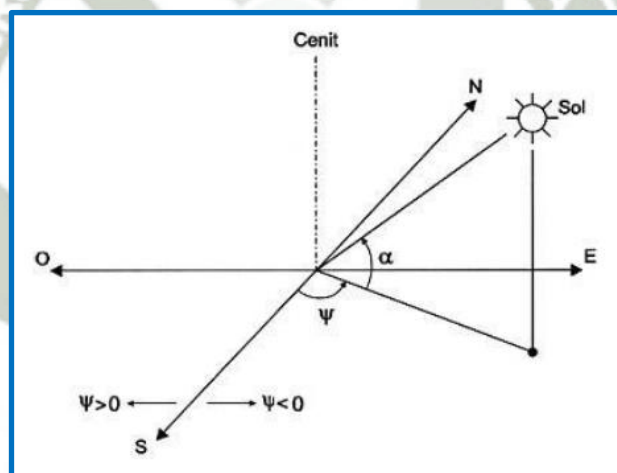
2.26.7. Ángulo de Azimut Solar (A)

El ángulo de azimut solar (A) es el segundo ángulo necesario para definir la posición del Sol respecto al sistema de coordenadas observador-Sol.

El azimut solar (A) es el ángulo formado por la proyección sobre el plano horizontal de la línea Sol-Tierra con la línea Norte-Sur. En el hemisferio norte se mide desde la dirección Sur y es positivo hacia el oeste, y en el hemisferio Sur se mide desde la dirección Norte y es positivo hacia el Este. Varía entre 0° y $\pm 180^\circ$.

Este ángulo, define el ángulo formado, medido en sentido horario en el plano horizontal, desde el eje de coordenadas que apunta en dirección norte a la proyección de los rayos centrales del Sol en el plano horizontal.

Figura N°4.40. Angulo Azimut solar



- Si $\omega < 0$:

$$A = \cos^{-1} \left(\frac{\sin \delta \cdot \cos \phi - \cos \delta \cdot \cos \omega \cdot \sin \phi}{\cos \alpha} \right) - \pi$$

- Si $\omega > 0$:

$$A = \pi - \cos^{-1} \left(\frac{\sin \delta \cdot \cos \phi - \cos \delta \cdot \cos \omega \cdot \sin \phi}{\cos \alpha} \right)$$

Para nuestro proyecto

$$A = \cos^{-1} \left(\frac{\sin \delta \cdot \cos \phi - \cos \delta \cdot \cos \omega \cdot \sin \phi}{\cos \alpha} \right) - \pi$$

$$A = \cos^{-1} \left(\frac{\sin(0.058) \times \cos(-0.29) - \cos(0.058) \times \cos(0) \times \sin(-0.29)}{\cos(1.22)} \right) - \pi$$

$$A = -3.14$$

Para tener una eficiencia óptica mayor las primeras filas del campo de heliostatos deberían ser más densas, pero las pérdidas por sombras y bloqueos, hacen distanciar las filas ubicando los heliostatos en lugares con una eficiencia óptica media-baja.

2.27. METODOLOGÍA PRÁCTICA PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL CAMPO DE HELIÓSTATOS

Para dimensionar el campo de heliostatos hay que tener en cuenta algunos datos importantes, entre los que se encuentran:

- a. La potencia de la central
- b. La radiación solar directa
- c. El tamaño de los heliostatos
- d. La altura de la torre
- e. La geometría del receptor

Dimensionar y optimizar el campo de heliostatos es una tarea de elevada complejidad porque no sólo hay que disponer de los heliostatos alrededor del receptor de modo que cubran el campo de la forma más eficiente posible, sino que además hay que tratar de evitar en lo posible los fenómenos de sombras y apantallamientos entre ellos.

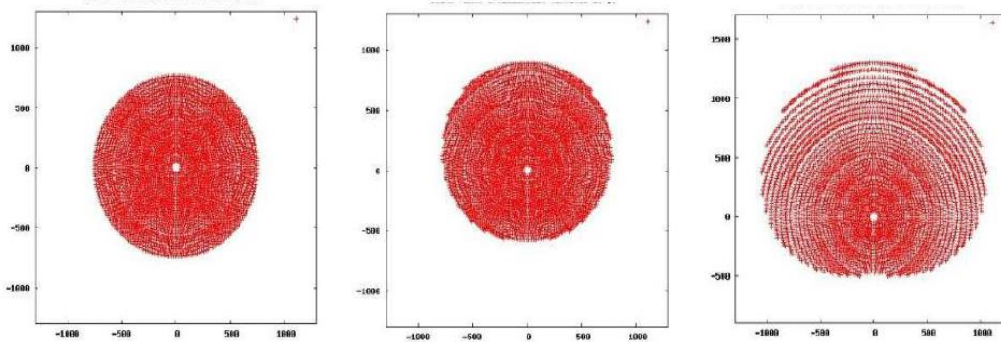
La planta sobre la que se van a llevar a cabo todos los cálculos es de receptor cilíndrico vertical. Esta elección se debe a dos motivos:

- a. Se trata de una planta de potencia media

b. Posee un sistema de almacenamiento térmico

La combinación de ambos motivos provoca que se requiera una alta potencia de captación solar, lo que implica la elección de un campo circular y un receptor cilíndrico vertical. Los campos circulares no tienen exactamente esta geometría, como cabría suponer, excepto si la central estuviera situada en el ecuador, cuanto mayor sea la latitud en la que se localice, mayor será la tendencia a acumular más heliostatos en la zona norte que en la sur. De este modo, y debido al ángulo de incidencia de la radiación solar, ésta se consigue aprovechar de manera más eficiente. En consecuencia, los campos circulares suelen tener en realidad una forma ovalada, como puede verse en la siguiente figura.

Figura N°4.41: Campo de Heliostatos para 0°, 20° y 60° de latitud



Fuente: www.nspoc.com

Por simplicidad en los cálculos se tratará con un campo estrictamente circular, y se tomara como referencia el campo de heliostatos de la central Gemasolar, que posee las siguientes características:

- Cantidad de heliostatos 2.650 heliostatos
- Área por heliostato 120 m²/heliostato (A)
- Distancia entre sus puntos más alejados 1.500 metros.
- Altura de torre (H) 140 metros

Teniendo en cuenta estas especificaciones, y tras probar distintas configuraciones para conseguir que cumpliesen con ellas, el campo de helióstatos se dimensiona del siguiente modo. El primer anillo de espejos se supone a una distancia de la torre de valor la mitad de su altura (70 metros), elegida según lo observado en otros proyectos. Esto permitirá la incorporación, pegado a la torre, del anillo de potencia de la planta. Los anillos siguientes van incrementando de manera gradual su separación con los anteriores para evitar los problemas de apantallamiento. Esta separación radial se ha supuesto según el siguiente cálculo, desarrollado por investigaciones anteriores en este tipo de proyectos, y que podría perfectamente tomar otros valores para la separación:

$$\Delta R = \sqrt{A} \cdot \left(1.25 + \frac{i}{20}\right)$$

$$\Delta R = \sqrt{20} \cdot \left(1.25 + \frac{i}{20}\right)$$

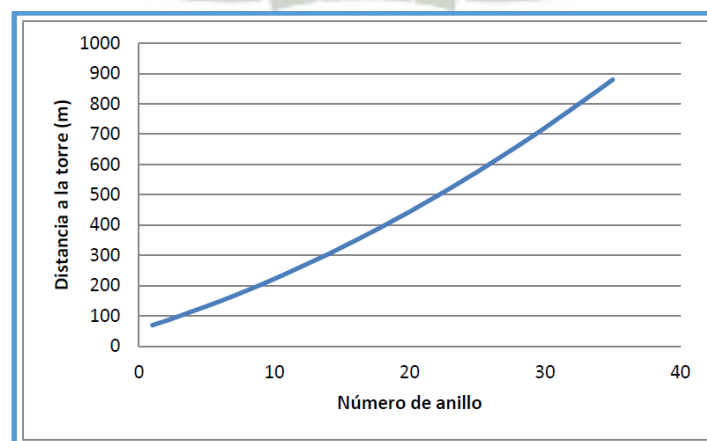
Donde:

A: es la superficie de un helióstato (se supondrá cuadrado).

I: es el número de anillo en el que se desea realizar el cálculo.

En la siguiente gráfica se aprecia como a medida que aumenta el radio, también lo hace la separación radial.

Figura N°4.42: Distancia de cada anillo de heliostatos a la torre



Fuente: Elaboración propia

En el primer anillo se supone una separación acimutal entre colectores de 1,5 veces su longitud característica (\sqrt{A}), lo que daría un número de heliostatos igual a:

$$NH(i = 1) = \frac{2. \pi. R}{1.5\sqrt{A}}$$

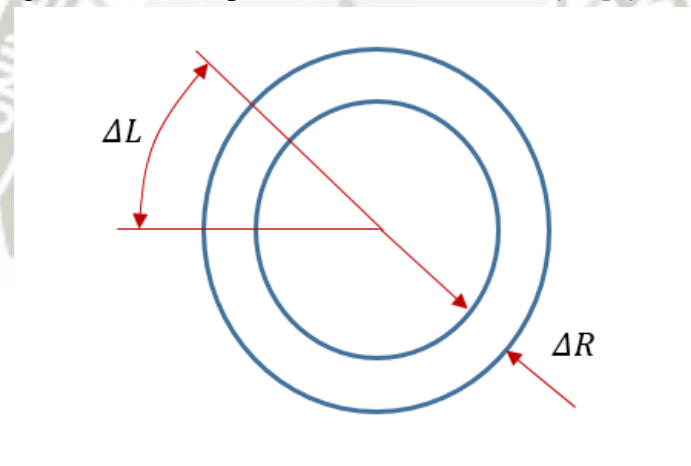
$$NH(i = 1) = \frac{2. \pi. (70)}{1.5\sqrt{120}}$$

$$NH(i) = 27 \text{ Heliostatos}$$

La separación acimutal entre los espejos también va en incremento según la distancia del anillo a la torre, tratando de evitar de esta manera los problemas de sombras entre heliostatos contiguos. Esta separación se calcula de manera análoga a la radial, e igualmente la separación podría ser distinta a la elegida:

$$\Delta L(i) = \sqrt{A}. \left(1.5 + \frac{i}{20}\right)$$

Figura N°4.43: Separación entre anillos ΔR y espejos ΔL



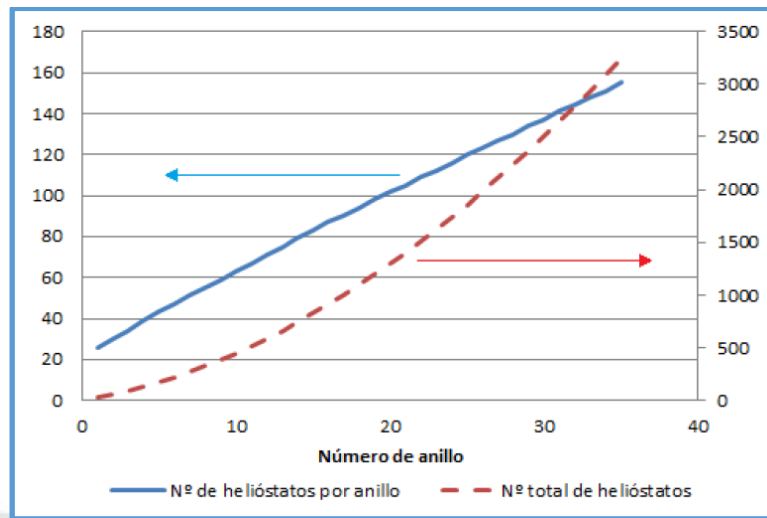
Fuente: Elaboración propia

El número de heliostatos en cada anillo del campo queda calculado según la siguiente ecuación:

$$NH(i) = \frac{2. \pi. R}{\left(1.5 + \frac{i}{20}\right)}$$

En la Figura N°4.42 se detallan tanto el número de heliostatos por anillo como el número total de los mismos si el campo tuviese un determinado número de anillos:

Figura N°4.44: Número de Heliostatos por anillo y heliostatos totales según el número de anillos de campo



Fuente: Elaboración propia

Así, finalmente, queda dimensionado el campo de colectores con las siguientes características (a semejanza de las descritas más arriba para Gemasolar):

- 4414 heliostatos (NH), dispuestos en 31 anillos
- 120 m²/heliostato (A)
- 1.504 metros de diámetro (Dc=2Rc)
- 140 metros de altura de torre (H)

La distribución de los heliostatos sobre el campo queda definida en la tabla:

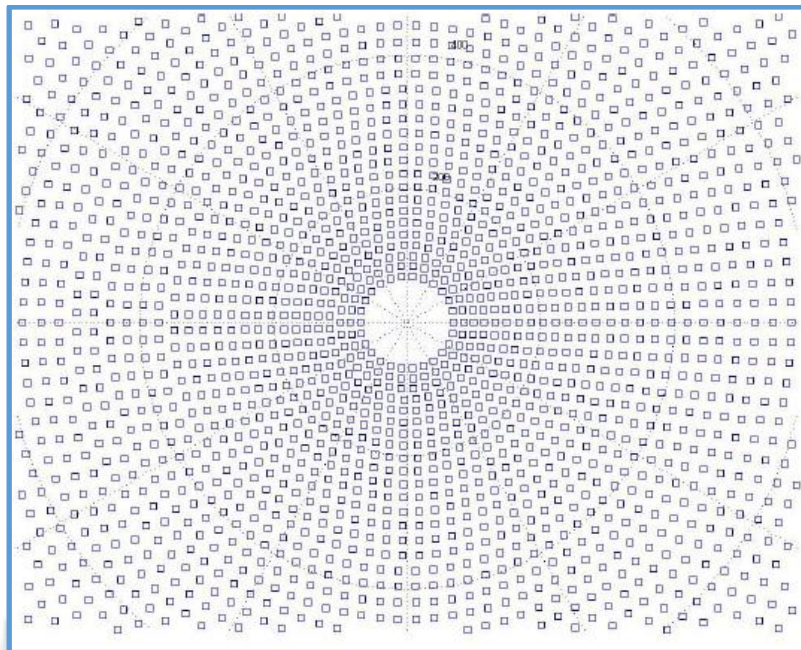
Tabla N°4.22: Datos de diseño de campo de Heliostatos

DATOS DE DISEÑO DE CAMPO DE HELIOSTATOS				
Nº DE ANILLO	R (m)	ΔR (m)	ΔL (m)	NH
1	70.000	70.000	16.979	27
2	84.789	14.789	17.527	33
3	100.125	15.336	18.075	39
4	116.009	15.884	18.623	45
5	132.440	16.432	19.170	51
6	149.420	16.979	19.718	58
7	166.947	17.527	20.266	64

8	185.022	18.075	20.813	71
9	203.644	18.623	21.361	78
10	222.815	19.170	21.909	86
11	242.533	19.718	22.457	93
12	262.798	20.266	23.004	101
13	283.612	20.813	23.552	109
14	304.973	21.361	24.100	117
15	326.882	21.909	24.648	125
16	349.339	22.457	25.195	134
17	372.343	23.004	25.743	143
18	395.895	23.552	26.291	152
19	419.995	24.100	26.838	161
20	444.642	24.648	27.386	171
21	469.837	25.195	27.934	180
22	495.580	25.743	28.482	190
23	521.871	26.291	29.029	200
24	548.710	26.838	29.577	210
25	576.096	27.386	30.125	221
26	604.029	27.934	30.672	231
27	632.511	28.482	31.220	242
28	661.540	29.029	31.768	253
29	691.117	29.577	32.316	265
30	721.242	30.125	32.863	276
31	751.915	30.672	33.411	288
TOTAL		751.915		4414

Fuente: Elaboración propia

Figura N°4.45: Detalle del campo de heliostatos generado en Matlab R2016



Fuente: Elaboración propia

Este campo de heliostatos será el encargado de concentrar toda la radiación solar en el receptor situado en lo alto de la torre, que será el siguiente elemento a calcular, no sin antes decidir un punto de diseño y evaluar diversos factores que involucran pérdidas de energía.

2.28. PUNTO DE DISEÑO CAMPO HELIOSTATOS

Anteriormente ya definimos los valores de diseño del ángulo altitud solar, cenital y azimut en función de los ángulos horario, declinación, latitud, estos datos nos ayudaran a calcular la posición del Sol en el cielo, en función de la fecha.

El campo de heliostatos tendrá el siguiente punto de diseño:

Tabla N°4.23: Punto de diseño del campo de Heliostatos

Datos del punto de diseño	
Punto de diseño	14 de setiembre, 12:00
Coordenadas geográficas	Distrito de la Joya -16° 45' 41,89'' Latitud Sur y -71° 55' 54,30'' Longitud Oeste.
Irradiación típica solar	640.37 Wh/m ²

Fuente: Elaboración Propia

Quedando definido el ángulo de latitud en grados como:

$$\emptyset = 16.72^{\circ}$$

Como se puede ver en la tabla de radiación horaria directa media recibida al mediodía se produce la máxima radiación. La selección de la fecha es otro punto importante de diseño, es importante escoger el día que se encuentre entre las temporadas de verano e invierno. Si se dimensionara para invierno, el número de heliostatos sería mucho mayor al ser la radiación menor en estos meses, y si se seleccionaría en los meses de verano se desenfocarían muchos heliostatos no rentabilizando su inversión. Si se dimensionara para verano, el número de heliostatos sería mucho menor que en el caso anterior debido a la radiación del punto de diseño sería mayor. entonces el número de heliostatos sería bajo para alcanzar las condiciones nominales de la planta, en consecuencia teniéndose que aportar la energía de combustibles.

Entonces escogemos un día intermedio en cuanto a la radiación solar entre invierno y primavera, por lo que se ha escogido para el cálculo del punto de diseño 14 septiembre.

Irradiación típica de diseño de la localización:

$$I_d = 640.37 \text{ Wh/m}^2$$

y la temperatura media anual está en torno a los 17.1°C. datos de la nasa.

2.29. DISTRIBUCION DEL CAMPO HELIOSTATOS

Se procederá hacer el cálculo iterativo de cada uno de los heliostatos en cada hora, que son orientados continuamente en función de la posición del sol mediante el siguiente de full tracking, se tendrá que considerar una distancia mínima entre ellos igual a la diagonal de la superficie del heliostato

Definimos LH la longitud del lado del heliostato:

$$LH = 10.95 \text{ m}$$

Y quedaría definido la diagonal como

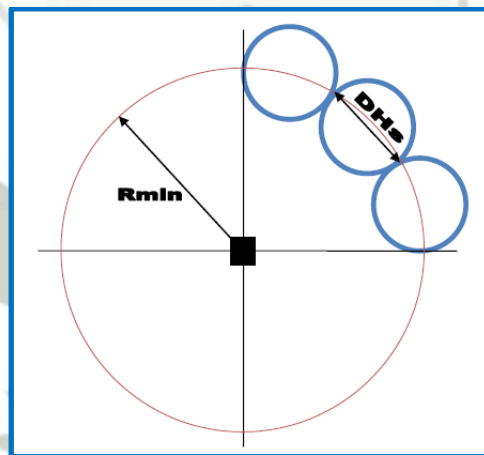
$$DH = \sqrt{2} \cdot LH$$

Considerando una distancia de seguridad de $d_s=1.5$ la distancia entre heliostatos quedaría definido por:

$$DH_s = (\sqrt{2} + d_s) \cdot LH$$

Se representarán los heliostatos como círculos con diámetro igual a DH_s , Los heliostatos están distribuidos en anillos concéntricos alrededor de la torre. La primera fila de heliostatos se sitúa a una distancia R_{min} del centro del campo solar, donde se ubica la torre. Situamos a los heliostatos costado uno del otro aprovechar el terreno.

Figura N° 4.46. Ubicación de los heliostatos en la primera fila.



Fuente: Elaboración propia

Definiremos ángulo azimut al ángulo formado por las dos rectas que pasan por el punto central del campo de heliostatos donde se sitúa la torre y que son tangente a la zona de seguridad de cada uno de los heliostatos.

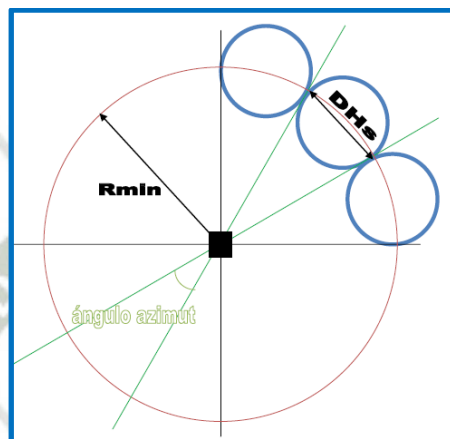
En la primera fila de heliostatos, este ángulo quedaría definido mediante la siguiente expresión:

$$\text{angulo azimuth(rad)} = 2 \tan^{-1} \left(\frac{\frac{DH_s}{2}}{R_{min}} \right)$$

Para pasarlo a radianes utilizamos la siguiente fórmula:

$$\text{angulo Azimut(}^\circ\text{)} = \text{angulo azimuth(rad)} \left(\frac{180}{\pi} \right)$$

Figura N° 4.47. Angulo azimut para la primera fila del campo de Heliostatos



Fuente: Elaboración propia

Los heliostatos de la primera fila están situados a una distancia R_{min} de la torre, el arco azimut, de cada heliostato en la circunferencia de radio R_{min} , se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\text{arco azimut(m)} = \text{angulo azimut(rad)}(R_{min})$$

Si dividimos la longitud de la circunferencia entre el arco azimut obtenemos el número de Heliostatos:

$$N^\circ \text{ Heliostatos} = \frac{2\pi(R_{min})}{\text{arco azimut}}$$

Para las siguientes filas se utiliza la utiliza la siguiente expresión:

$$N^\circ \text{ Heliostatos fila } j = \frac{2\pi(R_j)}{\text{arco azimut}}$$

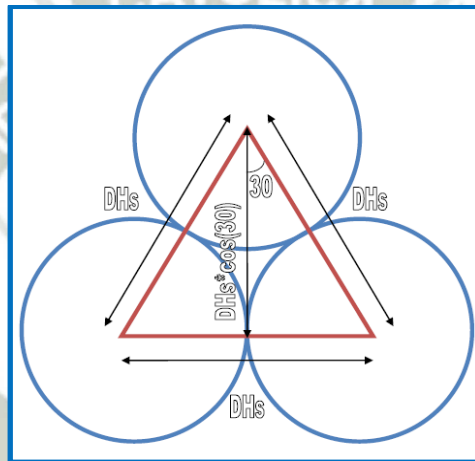
Con:

$$\text{arco azimuth}(m) = \text{angulo azimuth}(\text{rad})(R_j)$$

Ubicado los heliostatos de la primera fila, procedemos con los heliostatos de la segunda fila. Para aprovechar el terreno, cada heliostato de la segunda fila se sitúa entre dos heliostatos seguidos de la primera fila. Quedaría definido el incremento mínimo del radio de los anillos concéntricos se obtiene del siguiente modo:

$$\Delta R_{\min} = DHs(\cos(30^\circ))$$

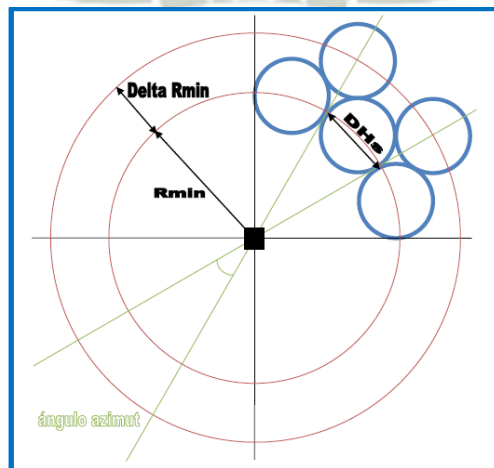
Figura N°4.48: Incremento de radio mínimo



Fuente: Elaboración propia

El campo de heliostatos queda del siguiente modo:

Figura N° 4.49. Disposición de los Heliostatos de la segunda fila



Fuente: Elaboración propia

En las filas sucesivas se considerara la hipótesis de incremento de radio mínimo entre filas de Heliostatos. Para la colocación de las sucesivas filas de heliostatos, se sigue considerando como hipótesis inicial el incremento de radio mínimo entre filas de heliostatos descrito anteriormente. El ángulo azimut permanece invariable, y por lo tanto también el número de heliostatos, para todas las filas de heliostatos siempre que no se puedan colocar dos heliostatos por arco azimut.

Esto se traduce por la inecuación siguiente:

$$\text{angulo azimut } x (R_j) \leq 2(DHs)$$

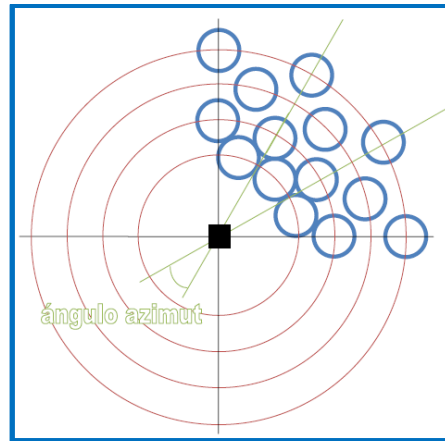
Si esto se cumple, el incremento de radio entre esa fila y la anterior es el considerado, de valor:

$$\Delta R_{min} = DHs(\cos(30^\circ))$$

Al conservarse el ángulo azimut, los heliostatos de las filas impares se colocan alineados con los heliostatos de la primera fila mientras que los heliostatos de las filas pares se colocan alineados con los heliostatos de la segunda fila. Por lo tanto, mientras que nos encontremos en esta situación, el número de heliostatos de todas las filas, ya sean pares o impares, será el mismo.

Como se mantiene el número de heliostatos para todas las filas, el incremento de radio entre filas provoca que los heliostatos ya no estén yuxtapuestos sino que se distancian unos de otros a medida que nos alejamos del centro del campo solar.

Figura N°4.50: Disposición de los Heliostatos de la filas impares y pares sin cambio de ángulo azimut y espaciado entre filas igual a ΔR_{min}



Fuente: Elaboración propia

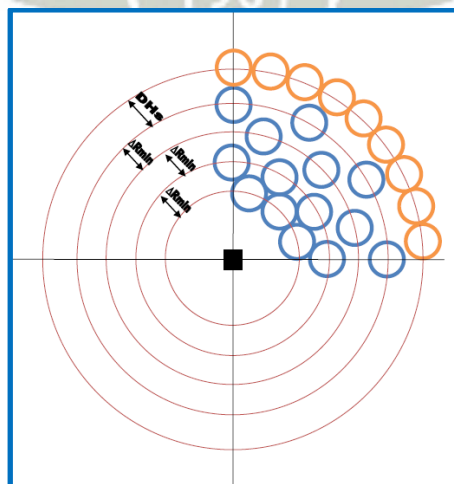
SI por el contrario, la inequación deja de cumplirse, se produce un cambio de sección al darse la siguiente condición:

$$\text{ángulo azimut} \times (R_j) > 2(DH_s)$$

Entonces para mejorar el aprovechamiento del terreno, se puede colocar dos heliostatos por arco azimut del caso anterior. Si se mantiene el incremento de radio mínimo entre las filas de heliostatos, las zonas de seguridad de algunos heliostatos de filas contiguas se solaparían, por lo que el incremento de radio entre la nueva fila y la anterior en estos casos pasaría a ser tal que:

$$\Delta R = DH_s$$

Figura N°4.51: Cambio de sección



Fuente: Elaboración propia

Al cambiar el número de heliostatos por fila, es necesario recalcular el nuevo valor del ángulo azimut con las expresiones siguientes:

$$\text{arco azimut (rad)} = 2 \tan^{-1} \left(\frac{\frac{DH_s}{2}}{R_j} \right)$$

$$\text{angulo azimut}(\text{°}) = \text{angulo azimut}(\text{rad}) \left(\frac{180}{\pi} \right)$$

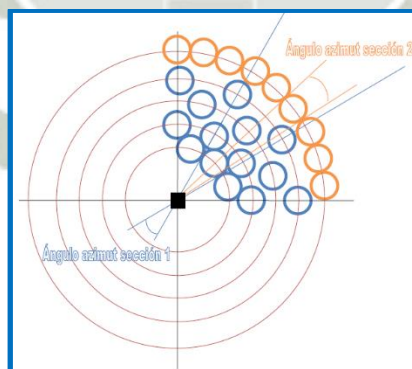
Se obtiene por lo tanto también un nuevo valor para el arco azimut:

$$\text{arco azimut}(m) = \text{angulo azimut}(\text{rad})(R_j)$$

El nuevo número de heliostatos para las filas de esta nueva sección se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$N^{\circ} \text{ Heliostatos fila } j = \frac{2\pi(R_j)}{\text{arco azimut}}$$

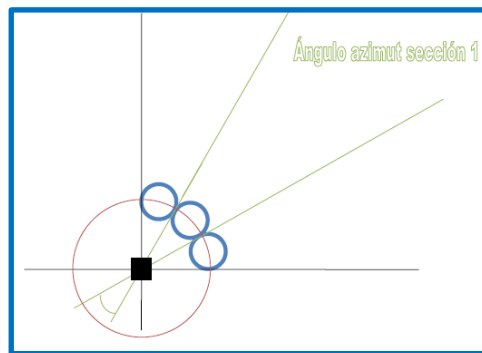
Figura N°4.52: Cambio ángulo azimut con el cambio de sección



Fuente: Elaboración propia

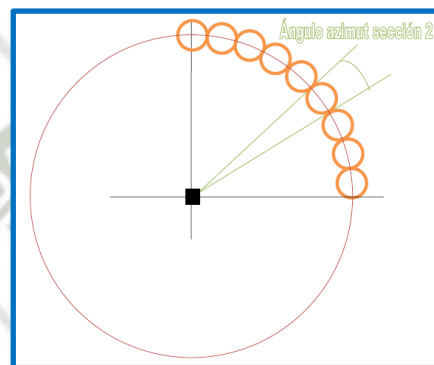
Al recalcular el ángulo azimut, al ser el radio de la nueva fila introducida mayor, el nuevo ángulo azimut es inferior al anterior. Esto se observa con claridad comparando las dos figuras siguientes:

Figura N°4.53: Angulo azimut para la sección 1



Fuente: Elaboración propia

Figura N°4.54: Angulo azimut para la sección 2



Fuente: Elaboración propia

Tras el cambio de sección y con el nuevo valor del ángulo azimut, se inicia de nuevo todo el proceso con la hipótesis inicial de incremento de radio mínimo entre las filas de heliostatos y se vuelve a comprobar si se cumple la inecuación:

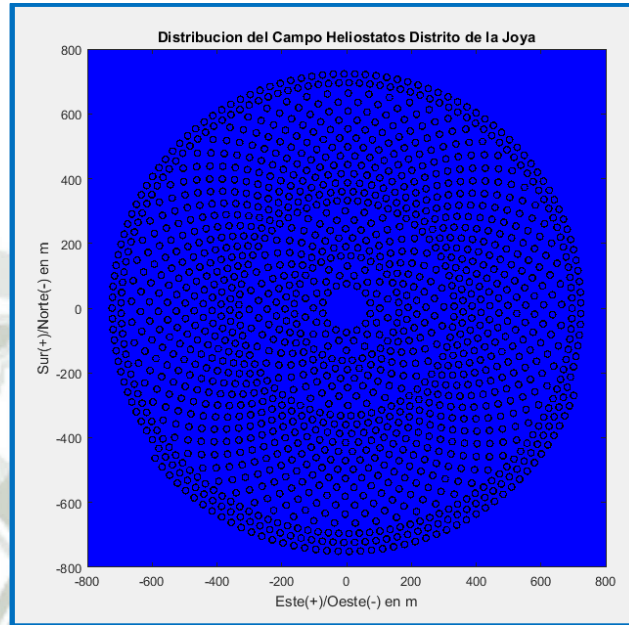
$$\text{angulo azimut } x (R_j) \leq 2(DHs)$$

Siguiendo este procedimiento, se van añadiendo filas a nuestro campo solar hasta alcanzar un número de heliostatos similar al de la planta de Gemasolar (España), cuyo campo solar está formado por 2650 heliostatos.

En la simulación, se ha obtenido un campo solar formado por 2645 heliostatos con casi 775 metros de distancia entre la torre y la fila de heliostatos más alejada, números muy similares a los reales de la planta solar. A continuación se muestra las simulaciones 2D y

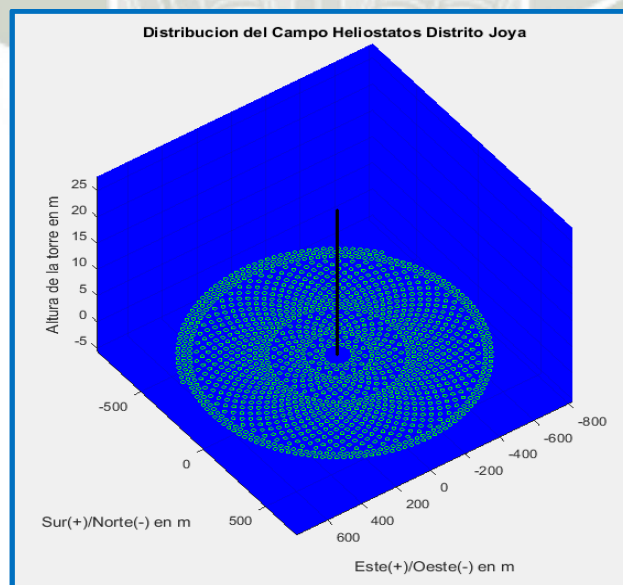
3D en Matlab de la distribución del campo de los 1400 primeros heliostatos para el mediodía con una irradiación típica de diseño de la localización de $I_d = 640.37 \text{ Wh/m}^2$.

Figura N° 4.55: Distribución campo heliostatos 2D



Fuente: Elaboración Propia

Figura N°4.56: Distribución campo heliostatos 3D

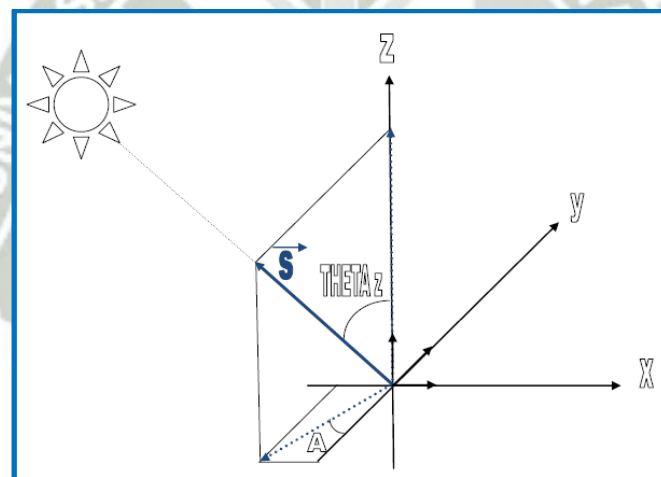


Fuente: Elaboración Propia

2.30. ÁNGULO DE INCIDENCIA DE LOS RAYOS SOLARES

La distribución del campo de heliostatos está diseñado para que funcione en condiciones de máxima eficacia; en todo momento los heliostatos se orientan de forma que, para cualquier posición del Sol, reflejen los rayos hacia el receptor central ubicado a una altura sobre el nivel del campo solar. Nos basamos según las leyes de la reflexión, que los ángulos de los rayos solares incidentes y reflejados respecto a la normal de cada superficie reflectora han de ser iguales y deben estar en cada instante en un mismo plano. Definimos la dirección de los rayos solares incidentes en el heliostato con un vector unitario. Usaremos el ángulo cenital (θ_z) y el ángulo y acimutal (A) respecto a la dirección Norte-Sur descritos anteriormente.

Figura N° 4.57 Vector solar incidente



Fuente: Elaboración Propia

El vector \vec{s} se obtiene por lo tanto por la siguiente ecuación:

$$\vec{s} = (-\sin(\theta_z)\sin(A))\vec{i} - (\sin(\theta_z)\cos(A))\vec{j} + \cos(\theta_z)\vec{k}$$

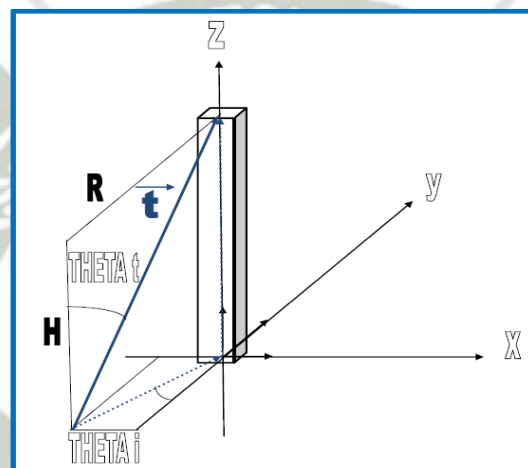
Escrito de otra manera, al ser los ángulos α y θ_z complementarios:

$$\vec{s} = (-\cos(\alpha)\sin(A))\vec{i} - (\cos(\alpha)\cos(A))\vec{j} + \sin(\alpha)\vec{k}$$

La dirección de los rayos solares reflejados hacia el receptor situado en lo alto de la torre es definida por el vector unitario \vec{t} .

El vector \vec{t} viene definido por un ángulo cenital Θ_t , idéntico para todos los heliostatos de un mismo anillo, que se corresponde con una distancia radial sobre el plano del terreno; y por un ángulo acimutal Θ_i formado por la proyección horizontal de los rayos solares reflejados respecto a la dirección Norte-Sur (con origen en la dirección Sur) y que es único para cada heliostato de un mismo anillo.

Figura 4.58: Vector solar reflejado



Por lo tanto, tenemos que:

$$\Theta_t = \text{Tan}^{-1}\left(\frac{R}{H}\right)$$

Siendo R el radio de la circunferencia que con centro en la base de la torre pasa por el espejo correspondiente y H la altura a la que se encuentra el punto focal del receptor respecto al plano del heliostato. (Suponemos el punto focal del receptor situado en su centro geométrico).

El vector \vec{t} viene por lo tanto definido por la siguiente expresión:

$$\vec{t} = (\sin(\Theta_t)\sin(\Theta_i))\vec{i} - (\sin(\Theta_t)\cos(\Theta_i))\vec{j} + \cos(\Theta_t)\vec{k}$$

Con:

$$\cos(\theta_t) = \frac{H}{\sqrt{H^2 + R^2}}$$

$$\sin(\theta_t) = \frac{R}{\sqrt{H^2 + R^2}}$$

La normal a la superficie del espejo en su centro geométrico viene definida por un vector unitario \vec{n} .

Como las leyes de reflexión requieren que el ángulo de incidencia ω_i sea igual al ángulo de reflexión, se puede escribir que:

$$\vec{n} \cdot \vec{s} = \vec{n} \cdot \vec{t} = \cos(\omega_i)$$

Y por lo tanto que:

$$\vec{s} \cdot \vec{t} = \cos(2\omega_i)$$

Por lo tanto, para obtener el ángulo de incidencia de los rayos solares sobre cada heliostato se utiliza la siguiente expresión:

$$\omega_i = \frac{\cos^{-1} \left[\frac{(-R \sin(\theta_i) \times \cos(\theta_i) \times \sin(A) - R \cos(\theta_i) \times \cos(\alpha) \times \cos(A) + H \sin(\alpha))}{\sqrt{H^2 + R^2}} \right]}{2}$$

Con las siguientes correspondencias en nuestra simulación, suponiendo el centro de los heliostatos situados a LH metros del suelo:

$$H = THT - \left(\frac{LR}{2} \right) - LH$$

$$R = \text{radios}(i)$$

Siendo THT la altura de la torre, LR la altura del receptor y LH la altura de los heliostatos.

2.31. EFICIENCIA DEL SISTEMA SOLAR

El rendimiento óptico del campo solar representa el cociente entre la energía neta captada por el receptor y la energía total irradiada por el sol calculado como la irradiación solar total multiplicada por la superficie colectora.

Las pérdidas que afectan a dicho rendimiento óptico se dividen en:

- a. Pérdidas geométricas debidas a la disposición geométrica de los heliostatos alrededor de la torre. Entre ellas encontramos el factor coseno, que representa de media unas pérdidas del 20% de la potencia reflejada por el campo de heliostatos, y el factor de sombras y el factor de bloqueo que representan unas pérdidas cercanas al 1% cada uno.
- b. Pérdidas por reflectividad debidas a la radiación que no es reflejada por el heliostato. En la actualidad representan alrededor del 10%.
- c. Pérdidas por atenuación atmosférica debidas a procesos de absorción y dispersión de la radiación solar reflejada en su camino entre la superficie reflexiva y el receptor. El valor medio de estas pérdidas para el conjunto de los heliostatos suele ser cercano al 5%.
- d. Pérdidas por desbordamiento de flujo provocadas por la dispersión de los rayos y pequeñas desviaciones. Este factor suele oscilar entre el 3% y el 5%.

A estas pérdidas hay que añadirle las pérdidas del receptor, que representan aproximadamente un 10% de la potencia reflejada por el campo de heliostatos.

En nuestra simulación, nos centramos en el factor que representa las mayores pérdidas de la potencia reflejada por el campo de heliostatos, el factor coseno. Las pérdidas atribuibles a este factor son proporcionales al coseno del ángulo ω (omega) formado por la normal a la superficie reflexiva del heliostato con la dirección de incidencia de la radiación directa. Para el resto de factores, se utilizan los valores representativos citados anteriormente para todos los heliostatos. Tenemos por lo tanto los siguientes factores de pérdidas:

- factor de sombras: $f_s = 0.99$
- Factor de bloqueo: $f_b = 0.99$
- Factor de reflectividad de espejos: $f_{re} = 0.90$
- Factor de atenuación atmosférica: $f_{aa} = 0.95$

- Factor de desbordamiento de flujo: $f_{df} = 0.97$
- Factor de pérdidas del receptor: $f_{pr} = 0.90$

La eficiencia del sistema solar de alta temperatura para cada heliostato se obtiene por lo tanto multiplicando todos estos factores por el coseno del ángulo de incidencia de los rayos solares sobre cada uno de ellos.

Se utiliza la siguiente expresión:

$$Eficiencia_i = \cos(\omega_i) (f_s)(f_b)(f_{re})(f_{aa})(f_{df})(f_{pr})$$

Para diferenciar de forma clara las zonas del campo solar de mayor eficiencia se utiliza el siguiente código de colores:

Si $0.70 < Eficiencia_i > 0.80$ se representa de color **rojo**

Si $0.60 < Eficiencia_i > 0.70$ se representa de color **magenta**

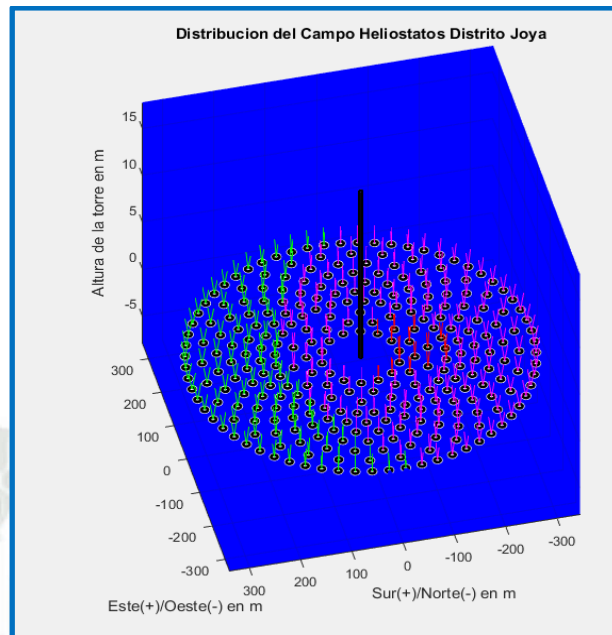
Si $0.50 < Eficiencia_i > 0.60$ se representa de color **verde**

Si $0.40 < Eficiencia_i > 0.50$ se representa de color **amarillo**

Si $0.30 < Eficiencia_i > 0.40$ se representa de color **cyan**

Si $0.20 < Eficiencia_i > 0.30$ se representa de color **azul**

Figura N°4.59. Eficiencia del campo de heliostatos



Fuente: Elaboración propia

Leyenda

0.70 < rojo > 0.80

0.60 < magenta > 0.70

0.50 < verde > 0.60

0.40 < amarillo > 0.50

0.30 < cyan > 0.40

0.20 < azul > 0.30

2.32. POTENCIA TERMICA DISPONIBLE

La potencia térmica neta disponible se obtiene de la multiplicación de la eficiencia anteriormente calculada por el área de la superficie captadora del heliostato por la irradiación y relación de área en el heliostato. La expresión utilizada es la siguiente:

$$Pot\ terminada\ neta\ disponible_i = Eficiencia_i \cdot Id_h \cdot AH \cdot AmAh$$

Donde:

Id_h : La irradiación solar correspondiente a la hora h

AH: el área de un heliostato

AmAh: la relación de área de espejo en el heliostato

Calculado la potencia térmica neta que se podría aportar al fluido de trabajo heliostato por heliostato, se calcula la potencia eléctrica neta que se podría generar con la participación de cada uno de ellos.

Para ello utilizamos un valor teórico para el rendimiento del sistema de conversión de potencia. Este rendimiento suele ser cercano al 35% por lo que obtenemos la potencia eléctrica neta disponible para cada heliostato multiplicando este factor por la potencia térmica neta obtenida para cada uno de ellos. Con la siguiente expresión:

$$Pot\ electrica\ neta\ disponible_i = Pot\ termina\ neta\ disponible_i \cdot n_{conversion}$$

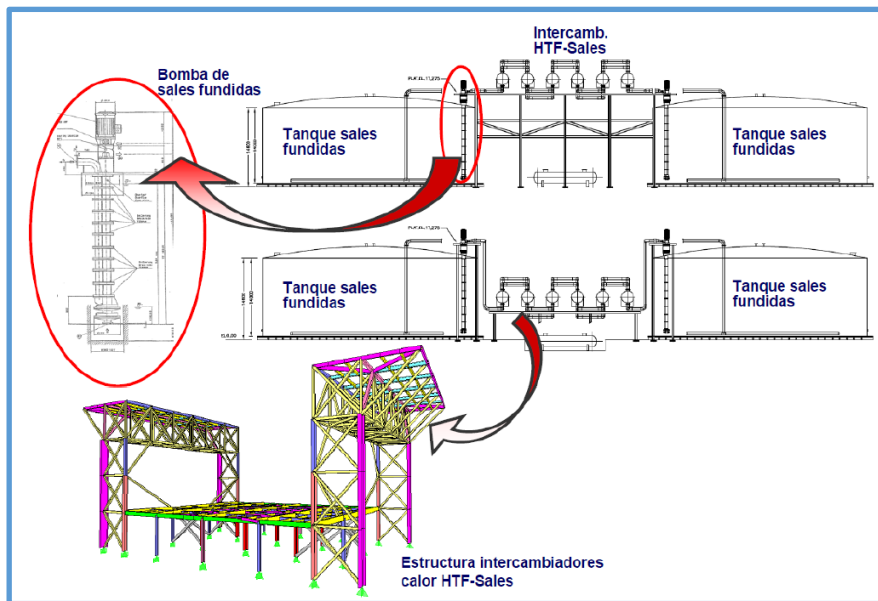
Donde:

$n_{conversion}$: El rendimiento del sistema de conversión de potencia.

2.33. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO

Un sistema de almacenamiento garantiza la producción de electricidad tanto de día como de noche, por lo que se debe dotar a la planta de un sistema que posibilite esta producción. Se producen transitorios en la radiación solar, como el paso de nubes, que no deben afectar al proceso productivo, para lo cual será necesario que el sistema de almacenamiento entre en funcionamiento para compensar esta pérdida de radiación solar y temperatura. Utilizando dos tanques, un tanque caliente y un tanque frío, se pueden mantener las sales directamente en éstos en lugar de enviarlas directamente a los intercambiadores del proceso, almacenándose de este modo energía térmica para cuando sea necesario. Cuando se necesite aporte de energía por parte del sistema de almacenamiento, se hará pasar las sales calientes desde el tanque caliente hasta el tanque frío a través del intercambiador del proceso, evitando de este modo posibles transitorios y pudiéndose operar la planta durante la noche en ausencia de radiación solar.

Figura N°4.60: Sistema de almacenamiento de sales fundidas



Fuente: Sistema de almacenamiento central Andasol

En la Figura N°1 se aprecia un sistema de almacenamiento de sales fundidas que pertenece a la central Andasol, que utiliza captadores cilíndrico parabólicos, y como fluido de transferencia de calor (Heat Transfer Fluid, HTF) un aceite térmico. En la imagen lo que se denomina intercambiador HTF, para la central en nuestro caso sería el intercambiador del ciclo de potencia sales-agua. La capacidad de almacenamiento se suele medir en horas de funcionamiento de la planta a potencia nominal, no en términos de energía térmica almacenada, aunque van estrechamente relacionados. El valor máximo de almacenamiento energético se da para el mes con menor incidencia solar, con 15 horas. La cantidad de energía que es necesario almacenar para que existan 15 horas de almacenamiento produciendo a 17 MW es:

$$Q_{alm} = \frac{W_{ciclo} \cdot h_{alm}}{\eta_{ciclo} \cdot \eta_{interc}}$$

$$Q_{alm} = \frac{17 \text{ Mw} \cdot (15h)}{0.3753 \cdot (0.9)}$$

$$Q_{alm} = 754.95 \text{ MWh} = 2,717.826 \text{ MJ}$$

Donde:

η_{ciclo} : eficiencia del ciclo

η_{interc} : eficiencia del intercambiador

Las temperaturas óptimas de trabajo de las sales fundidas son:

De 290 °C (Tentrada = 563 K) para el tanque frío y de 565 °C (Tsalida = 838 K) para el tanque caliente. Se sabe que la cantidad de calor almacenada por las sales viene definida por la siguiente ecuación:

$$dQ_{alm} = m_s c p_s dT$$

Donde todo es conocido a excepción de m_s , que es lo que se debe calcular para obtener el volumen final de los tanques de almacenamiento.

$$m_s = \frac{Q_{alm}}{c p_s dT} = \frac{2,717.826 \cdot 10^6 J}{\int_{290}^{565} (1443 + 0.172T) dT} = 6,215.490 \text{ kg}$$

La densidad de las sales no es constante con la temperatura por este motivo se deben calcular los volúmenes del tanque frío y del tanque caliente de manera independiente en función de sus respectivas densidades.

Volumen del tanque de almacenamiento de sales calientes:

$$V_{dep,caliente} = \frac{m_s}{\rho_c} = \frac{6,215.490 \text{ kg}}{1730.7 \text{ kg/m}^3}$$

$$V_{dep,caliente} = 3591.3 \text{ m}^3$$

Donde es la densidad ρ_c de las sales a 565°C de temperatura según la tabla.

Volumen del tanque de almacenamiento de sales frías:

$$V_{dep,frío} = \frac{m_s}{\rho_f} = \frac{6,215.490 \text{ kg}}{1905.6 \text{ kg/m}^3}$$

$$V_{dep,frío} = 3216.7 \text{ m}^3$$

Donde es la densidad de las sales a ρ_f 290°C de temperatura según la tabla.

A este volumen se le debe añadir un 15% en exceso para tener en cuenta posibles incrementos ocasionales de temperatura así como los intercambiadores de calor que se instalan en su interior para evitar la solidificación de las sales, algo que implicaría fatales consecuencias.

$$V_{dep,caliente} = 3591.3 + 0.15(3591.3) \approx 4130 \text{ m}^3$$

$$V_{dep,frio} = 3216.7 + 0.15(3216.7) \approx 3750 m^3$$

El volumen final del tanque de almacenamiento de sales calientes será de 4130 m³ y el volumen final del tanque de almacenamiento de sales frías será de 3750 m³. Estos tanques deberán construirse de manera que minimice la superficie de contacto con el exterior, minimizándose así las pérdidas térmicas. La figura geométrica que minimiza al máximo la superficie en función del volumen es la esfera, pero la construcción de depósitos esféricos de este tamaño es muy costosa por su dificultad de construcción. Así, se optará por la instalación de depósitos cilíndricos minimizando la superficie de contacto del siguiente modo:

$$V_{dep} = \pi \cdot r_{dep}^2 \cdot h_{dep}$$

$$h_{dep} = \frac{V_{dep}}{\pi \cdot r_{dep}^2}$$

La superficie de contacto de un tanque cilíndrico con el exterior, función del radio y la altura, viene definida de la forma siguiente:

$$f(r_{dep}) = 2 \cdot \pi \cdot r_{dep}^2 + 2 \cdot \pi \cdot r_{dep} \cdot h_{dep}$$

$$f(r_{dep}) = 2 \cdot \pi \cdot r_{dep}^2 + 2 \left(\frac{V_{dep}}{r_{dep}} \right)$$

Para minimizar el radio, se deriva la función y se iguala a cero para hallar los puntos críticos:

$$f'(r_{dep}) = 4 \cdot \pi \cdot r_{dep} - 2 \left(\frac{V_{dep}}{r_{dep}^2} \right)$$

$$f'(r_{dep}) = 0$$

Se obtienen las siguientes dimensiones para los dos tanques

$$r_{dep,frio} = 8.55m \quad h_{dep,frio} = 17.11m$$

$$r_{dep,cal} = 8.83m \quad h_{dep,cal} = 17.67m$$

Un resumen de los datos relativos a los tanques se presenta en la siguiente tabla:

Tabla N°4.24: Datos del Tanque de Almacenamiento

Datos de diseño de tanques de almacenamiento		
Masa de Sales	6,215.490 kg	Radio x altura del deposito
Volumen de depósito de sales frías	3750 m3	8.55m x 17.11m
Volumen de depósito de sakes calientes	4130 m3	8.83m x 17.67m

Fuente: Elaboración Propia



CAPITULO V – INGENIERIA DE DETALLE

2.34. PARÁMETROS DE LA SIMULACIÓN

Es importante señalar que el análisis se realiza para condiciones extremas de operación. En el caso de la fuerza de arrastre, dicha condición se presenta en el mes de julio, de manera que los datos requeridos como; temperatura, presión y velocidad del viento, corresponden al mismo mes.

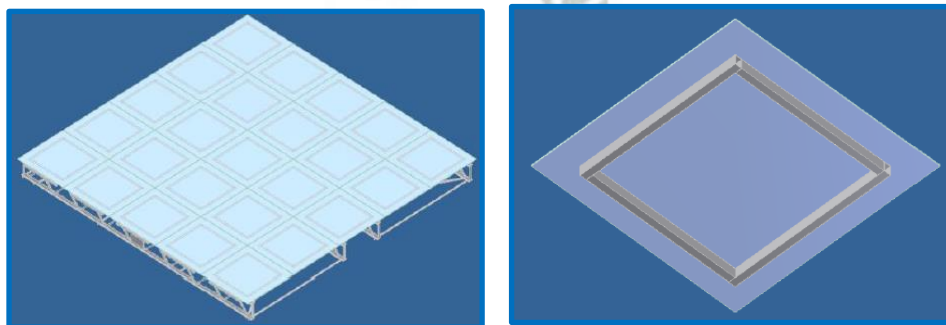
2.35. CONSIDERACIONES GENERALES PARA LA SIMULACIÓN

2.35.1. Simplificación marco-espejo

La descripción general del heliostato se llevó a cabo en la sección Partes y perfiles del heliostato del capítulo anterior, en dicha descripción se omiten los espejos pues no cumplen con alguna función estructural, sin embargo esto no implica que no tengan un efecto sobre la estructura ya que poseen masa y un peso asociado, además son los espejos los que sufren los efectos del viento (fuerza de arrastre).

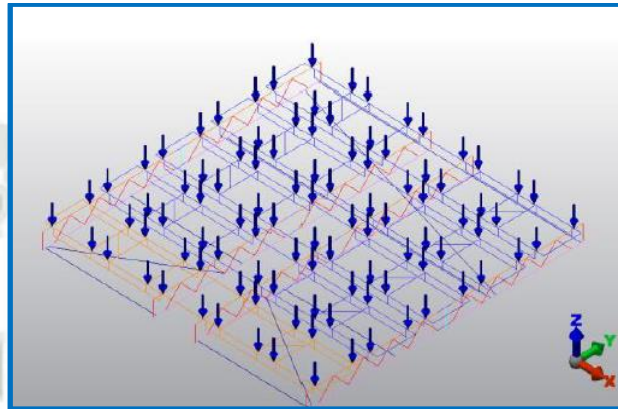
El heliostato cuenta con veinticinco espejos formando un cuadrado, existen cinco bastidores con cinco espejos cada uno. Cada espejo se encuentra sujeto a un marco, que a su vez, se une en cuatro puntos a un bastidor. En la siguiente figura se muestra el heliostato con los veinticinco espejos y la configuración marco-espejo.

Figura N°5.1: (a) heliostato con veinticinco espejos (b) configuración marco-espejo



Para simplificar la simulación se consideró el conjunto marco-espejo de rigidez infinita, de manera que los efectos del mismo (pesos y fuerzas de arrastre) se transmiten directamente a los bastidores a través de los cuatro puntos que unen a cada marco con el bastidor. En la Figura 5.2 se muestra un ejemplo de esta simplificación.

Figura N°5.2: Efectos del conjunto marco-espejo sobre el heliostato



Fuente: Elaboración Propia

Para realizar la simplificación es necesario obtener el peso del conjunto marco-espejo, así como las fuerzas de arrastre sobre los espejos, que se calculan más adelante. Para obtener el peso del marco y del espejo se consultaron fabricantes. Para el caso del espejo el peso es de:

$$P_{\text{espejo}} = (3.4 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2) = 33.354 \text{ N} \quad \text{Ecu. 5.1}$$

La masa del espejo (3.4 kg) se obtiene de acuerdo al estándar del fabricante, el cual se basa en las medidas laterales del espejo, para el caso del heliostato cada espejo es un cuadrado de 1.2 m por lado. De igual forma se obtuvo el peso del marco, es decir, se utiliza el estándar del fabricante. El marco, como quedó establecido en la sección Piezas y perfiles del heliostato, se fabrica únicamente con perfil PTR cuadrado de 1" calibre 14 (1.9 [mm] de espesor). La densidad lineal que indica el fabricante es de 2.7 kg/m, cada marco se construye aproximadamente con 3503.6 mm de PTR, por lo tanto se tiene:

$$M_{marco} = (2.7 \text{ kg/m})(3503.6 \text{ m}) = 9.46 \text{ kg} \quad \text{Ecu. 5.2}$$

$$P_{marco} = (9.46 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2) = 92.8026 \text{ N} \quad \text{Ecu. 5.3}$$

Finalmente se suman los pesos del marco y del espejo y se dividen entre los cuatro puntos que unen al marco con el bastidor:

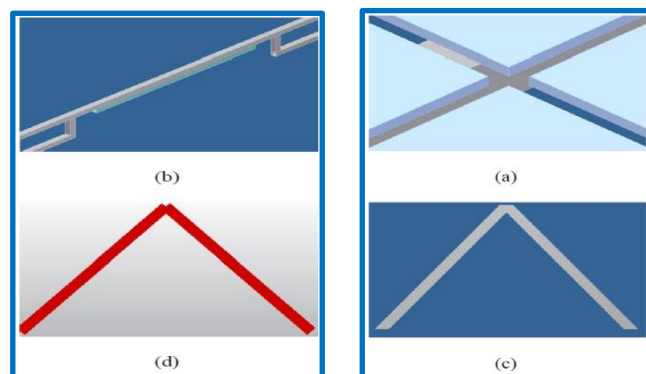
$$P_{espejo} + P_{marco} = 33.354 \text{ N} + 92.8026 \text{ N} = 126.144 \text{ N} \quad \text{Ecu. 5.4}$$

$$P_{marco-espejo/soporte} = \frac{126.144 \text{ N}}{4} = 31.536 \text{ N} \quad \text{Ecu. 5.5}$$

2.35.2. Otras simplificaciones

Existen otras simplificaciones consideradas para la simulación del heliostato. La primera de ellas se relaciona con el cálculo de la fuerza de arrastre, para la cual no se tomó en cuenta el efecto del espacio existente entre cada uno de los espejos (10 [mm]). La segunda simplificación se relaciona con la omisión de un perfil PTR ubicado en la pieza Bastidor, ya que no tiene ninguna función estructural. Finalmente, existen algunos perfiles PTR con cortes en los extremos, dado que la paquetería de simulación no considera la posibilidad de realizar cortes en un elemento tipo viga y debido a que los efectos que producirían dichos cortes son despreciables se realizó la simulación con perfiles sin cortes.

Figura N°5.3: (a) espacio entre espejos (b) pieza omitida del bastidor (c) perfil angular con cortes en los extremos (d) perfil angular sin cortes en la simulación

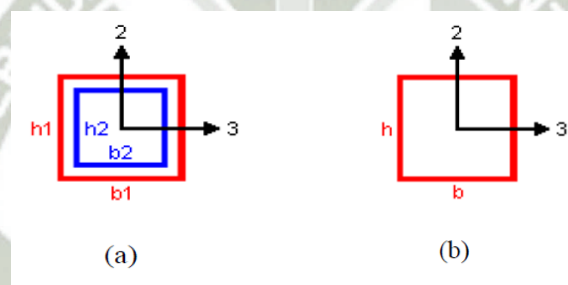


2.36. CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DE SECCIÓN TRANSVERSAL

2.36.1. Obtención de propiedades de sección transversal para perfil PTR y placa

Las propiedades de sección transversal de los perfiles PTR y placa se obtienen por medio del módulo de creación de perfiles estructurales del software Solidworks 2017. Este módulo requiere algunos datos geométricos de la sección transversal. Para el caso del perfil PTR se requiere tanto la base y la altura del cuadrado exterior como del cuadrado interior. Para la placa es suficiente con la base y la altura. En la siguiente Figura N°5.4 se muestra el módulo de creación para cada una de las secciones transversales.

Figura N°5.4: (a) módulo de creación de perfiles para PTR (b) módulo de creación de perfiles para placa



Fuente: Elaboración Propia

La siguiente tabla muestra los valores correspondientes a cada sección transversal:

Tabla N°5.1: Valores de la Sección Transversal

	PTR	Placa
b [mm]	-	12.7
h [mm]	-	324.0
b1 [mm]	25.4	-
b2 [mm]	21.6	-
h1 [mm]	25.4	-
h2 [mm]	21.6	-

Propiedad	PTR	Placa
A [mm ²]	178.60	4,115.00

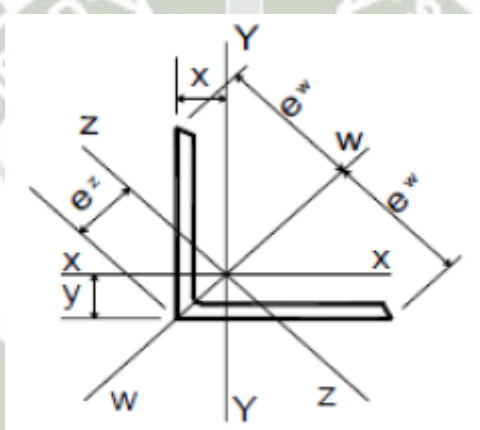
J1 [mm ⁴]	24,657.96	215,800.00
I2 [mm ⁴]	16,546.09	55,310.00
I3 [mm ⁴]	16,546.09	36,000,000.00
S2 [mm ³]	1,302.84	8,710.00
S3 [mm ³]	1,302.84	222,200.00
Sa2 [mm ²]	96.51	3,496.00
Sa3 [mm ²]	96.51	3,496.00

Fuente: Elaboración Propia

2.36.2. Obtención de propiedades de sección transversal para perfil angular

Las propiedades de la sección transversal del perfil angular se obtuvieron del catálogo de fabricante. En la siguiente figura se muestra el sistema de referencia utilizado.

Figura N°5.5: Sistema de referencia para perfil angular



Fuente: Elaboración Propia

De las propiedades requeridas por el software el único valor que no se encuentra en catálogo es la resistencia torsional, al final de la presente sección se realiza el cálculo de dicha propiedad. En la siguiente tabla se muestran las propiedades obtenidas del catálogo de fábrica:

Tabla N°5.2: Resumen de propiedades de catálogo para perfil angular

Propiedad	Perfil Angular
A [mm ²]	234.00
I2 [mm ⁴]	32,500.00

I3 [mm4]	32,500.00
S2 [mm3]	1,180.00
S3 [mm3]	1,180.00

Fuente: Elaboración Propia

Las áreas cortantes paralelas son muy sencillas de calcular, ya que son las áreas paralelas a los ejes locales, y en este caso se presenta simetría de manera que sólo es necesario realizar el cálculo una vez.

$$S_{a2} = S_{a3} = (38.1 \text{ mm})(3.175 \text{ mm}) = 120.9675 \text{ mm}^2 \quad \text{Ecu. 5.6}$$

Para calcular la resistencia torsional se utilizan las ecuaciones 5.7, y 5.8. Considerando que los lados del perfil angular son iguales ($b = d$) y sustituyendo en las ecuaciones 5.7 y 5.8 se tiene:

$$J = \frac{[(d - t/2) + (b - t/2)](t^3)}{3} \quad \text{Ecu. 5.7}$$

$$J = \frac{(2d - t)t^3}{3} \quad \text{Ecu. 5.8}$$

Para validar los resultados de la ecuación 5.8 se realizó una tabla comparativa entre los valores de resistencia torsional de la guía de torsión del AISC y los valores derivados de la ecuación obtenida. Cabe mencionarse que esta tabla se construyó con base en el perfil angular de lados iguales de 2" y no con el perfil de lados iguales de 1 ½", debido a que no hay registros del valor de J en la guía de torsión para este último.

Tabla N°5.3: Valores de resistencia torsional en pulg4.

Perfil	AISC	Manual
2"x2"x3/8"	0.064	0.063
2"x2"x5/16"	0.038	0.037
2"x2"x1/4"	0.020	0.019
2"x2"x3/16"	0.009	0.008
2"x2"x1/8"	0.003	0.003

De manera que para el perfil angular 1 ½” X 1 ½” X 1/8” se tiene:

$$J = \frac{(2(38.1) - 3.175)(3.175)^3}{3} = 779.079 \text{ mm}^2 \text{ Ecu. 5.9}$$

En la siguiente tabla se resumen los valores introducidos para la simulación:

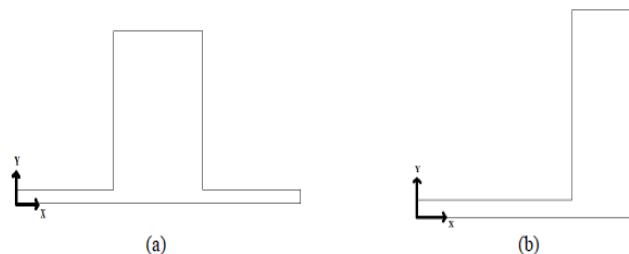
Tabla 5.4: Resumen de propiedades para perfil angular

Propiedad	Perfil Angular
A [mm2]	234.00
J1 [mm4]	779.08
I2 [mm4]	32,500.00
I3 [mm4]	32,500.00
S2 [mm3]	1,180.00
S3 [mm3]	1,180.00
Sa2 [mm2]	120.97
Sa3 [mm2]	120.97

2.36.3. Obtención de propiedades de sección transversal para zonas de soporte

Tomando las consideraciones descritas en la sección Modelo de Alambre del capítulo anterior se tienen las secciones transversales que se muestran en la siguiente figura.

Figura N°5.6: (a) sección transversal propuesta para armadura central en zona de soporte (b) sección transversal propuesta para armadura exterior en zona de soporte



Utilizando la paquetería se obtienen las siguientes propiedades:

	Soporte de Armadura Central	Soporte de Armadura Externa
Área [mm2]	1,431.449	715.724
Ix [mm4]	203,667.615	101,823.198

Iy [mm ⁴]	370,638.367	84,446.421
Centroide (x,y) [mm]	(50.8,16.345)	(38.927,16.345)

Tabla 5.5: Propiedades obtenidas del software Solidworks 2017

Para calcular los módulos de sección es necesario obtener primero los valores $C2_{máx}$ y $C3_{máx}$ para ambas zonas de soporte. Como convención se desgana al eje de máxima inercia como eje local 2 y al eje de mínima inercia como eje local 3.

A partir de la descripción de las secciones transversales hecha en la sección Modelo de alambre del capítulo anterior se tienen las siguientes dimensiones:

Tabla 5.6: Dimensiones de zonas de soporte

	Soporte de Armadura Central	Soporte de Armadura Externa
Base [mm]	101.600	50.800
Altura [mm]	38.100	38.100

Para obtener $C2_{máx}$ y $C3_{máx}$ simplemente se resta la coordenada centroidal X y Y de la base y la altura respectivamente (tablas 5.6 y 5.7). Si el resultado de la resta es mayor o igual a la coordenada centroidal esta es la distancia máxima, de lo contrario la coordenada centroidal representa la distancia más alejada al borde de la sección transversal. Por lo tanto, y considerando la convención adoptada, se tiene:

	Soporte de Armadura Central	Soporte de Armadura Externa
$C2_{max}$ [mm]	21.755	38.927
$C3_{max}$ [mm]	50.800	21.755

Tabla 5.7: $C2_{máx}$ y $C3_{máx}$ para zonas de soporte

A partir de las ecuaciones 5.10 y 5.11 se tienen para la zona de soporte de la armadura central:

$$S_2 = \frac{I_2}{C_{3max}} = \frac{370638.367 mm^4}{50.8 mm} = 7296 mm^3 \text{ Ecu. 5.10}$$

$$S_3 = \frac{I_3}{C_{2max}} = \frac{203667.615 mm^4}{21.755 mm} = 9361.87 mm^3 \text{ Ecu. 5.11}$$

Utilizando las mismas ecuaciones se tiene para la zona de soporte de la armadura externa:

$$S_2 = \frac{I_2}{C_{3max}} = \frac{101823.198 mm^4}{21.755 mm} = 4680.45 mm^3 \text{ Ecu. 5.12}$$

$$S_3 = \frac{I_3}{C_{2max}} = \frac{84446.421 mm^4}{38.927 mm} = 2169.35 mm^3 \text{ Ecu. 5.13}$$

Para el cálculo de las áreas cortantes paralelas se debe tener en cuenta la convención adoptada previamente, es decir, el mayor momento de inercia corresponde al eje local 2 y el menor momento de inercia corresponde al eje local 3. Por lo tanto, para la zona de soporte de la armadura central se tiene:

$$S_{a2} = (31.75 mm) (38.1 mm) = 1209.675 mm^2 \text{ Ecu. 5.14}$$

$$S_{a2} = (31.75 mm) (38.1 mm) = 1209.675 mm^2 \text{ Ecu. 5.15}$$

Para la zona de soporte de la armadura externa se tiene:

$$S_{a2} = (50.8 mm) (3.175 mm) = 161.29 mm^2 \text{ Ecu. 5.16}$$

$$S_{a2} = (15.875 mm) (38.1 mm) = 604.8375 mm^2 \text{ Ecu. 5.17}$$

Finalmente se requiere calcular el valor de resistencia torsional para cada una de las zonas de soporte. Como quedó establecido en la sección Modelo de Alambre del capítulo anterior se suman los valores de resistencia torsional de cada perfil. El valor de resistencia torsional de los perfiles angulares se obtuvo en la sección precedente. Para obtener el valor de resistencia torsional de las soleras se utilizó el módulo de creación de perfiles del software Solidworks Simulation obteniendo los siguientes valores.

	SOLERA 1"X1 1/2"	SOLERA 1/2"X1 1/2"
JI [mm ⁴]	122,100.000	20,560.000

Tabla N°5.8: Resistencia torsional de soleras

Por lo tanto, se tienen los siguientes valores de resistencia torsional para las zonas de soporte:

	Soporte de Armadura Central	Soporte de Armadura Externa
JI [mm ⁴]	123,658.158	21,339.079

Tabla N°5.9: Resistencia torsional para las zonas de soporte

En la siguiente tabla se resumen los valores aproximados para cada una de las propiedades:

Propiedad	Soporte de Armadura Central	Soporte de Armadura Externa
A [mm ²]	1,431.449	715.724
J1 [mm ⁴]	203,667.615	101,823.198
I2 [mm ⁴]	370,638.367	101,823.198
I3 [mm ⁴]	203,667.615	84,446.421
S2 [mm ³]	7,296.000	4,680.450
S3 [mm ³]	9,361.870	2,169.350
Sa2 [mm ²]	1,209.675	161.290
Sa3 [mm ²]	322.580	604.838

Tabla N°5.10: Resumen de propiedades para zonas de soporte

2.37. CÁLCULO DE LA FUERZA DE ARRASTRE

2.37.1. Cálculo de la fuerza de arrastre sobre los espejos

Para calcular la fuerza de arrastre se debe utilizar la ecuación 5.18. Despejando la fuerza se tiene:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho V^2 A C_D \quad \text{Ecu. 5.18}$$

El valor del coeficiente de arrastre se obtiene de tablas, sin embargo, se debe verificar que utilizando la ecuación 5.18 se cumple con la siguiente condición para que el valor de dicha tabla sea válido:

$$Re \geq 10^4 \text{ Ecu. 5.19}$$

El primer valor a determinar en la ecuación 5.18 es la viscosidad cinemática, para la cual se realiza una interpolación lineal basándose en los valores de la tabla 5.11. Dicha interpolación se realiza entre los valores 20 °C y 50 °C, ya que la temperatura de análisis corresponde a 32.8 °C

Tabla N°5.11: Valores de viscosidad cinemática

T(°C)	$\nu(m^2/s) \times 10^{-5}$
20	1.5
50	1.79

Fuente: Elaboración Propia

$$\nu(T) - 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} = \left(\frac{1.79 \times 10^{-5} - 1.50 \times 10^{-5}}{50 - 20} \right) \text{ m}^2/\text{s}^\circ\text{C} (T - 20^\circ\text{C}) \text{ Ecu. 5.20}$$

$$\nu = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} + (0.00966 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^\circ\text{C})(T - 20^\circ\text{C})$$

$$\nu(T) = T(0.00966 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}^\circ\text{C}) - 0.1933 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} + 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu(T) = T(0.00966 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}) + 1.3067 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu(32.8^\circ\text{C}) = (32.8^\circ\text{C})(0.00966 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}) + 1.3067 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu(32.8^\circ\text{C}) = 1.623 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

El valor de la velocidad para la ecuación 5.21 se obtiene de las normales climatológicas para la ciudad de Arequipa , esto se debe a que es el mes en que se presenta la mayor velocidad promedio del año y, por tanto, la mayor fuerza de arrastre sobre el heliostato, esto conlleva a una condición de operación extrema. El valor de la velocidad es de:

$$V = 5.7 \text{ m/s} \quad \text{Ecu. 5.21}$$

Como longitud característica se toma la diagonal del cuadrado que forma el heliostato. Como se explica en la sección Simplificación marco-espejo de este mismo capítulo, el heliostato contiene cinco espejos por lado, cada uno siendo un cuadrado de 1200 mm, y existe una separación de 10 mm entre cada espejo; por lo tanto, se tiene una longitud de 6040 mm por cada lado. Al ser el heliostato un cuadrado, la longitud de la diagonal se calcula con la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt{2a^2} \quad \text{Ecu. 5.22}$$

Donde:

D : Longitud diagonal

a : Longitud de un lado del heliostato

Sí se sabe que el valor de un lado es 6.04 m entonces se tiene que:

$$D = 8.54 \text{ m}$$

Ahora se cuenta con todos los datos para calcular el Número de Reynolds:

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} \quad \text{Ecu. 5.23}$$

$$Re = \frac{(5.7 \text{ m/s})(8.54 \text{ m})}{1.623 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 3 \times 10^6$$

El resultado anterior demuestra que se cumple la condición 5.19 y por lo tanto se obtiene un valor de coeficiente de arrastre a partir de tablas de:

$$C_D = 2.0$$

Para obtener el valor de la densidad se utiliza la ecuación 5.24.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad \text{Ecu 5.24}$$

De las normales climatológicas del departamento de Arequipa se obtienen los valores de presión y temperatura para el mes de Julio que son:

$$P = 983.4 \text{ mbar} = 0.9834 \text{ bar} \left(\frac{100000 \text{ N/m}^2}{1 \text{ bar}} \right) = 98340 \text{ N/m}^2$$

$$T = 32.8 \text{ }^\circ\text{C} = 305.9 \text{ K}$$

El valor de R para el aire es:

$$R_{\text{aire}} = 287 \text{ J/kgK}$$

Con los datos anteriores se puede calcular el valor aproximado de la densidad del aire en el estado de Sonora para las condiciones establecidas:

$$\rho = \frac{98340 \text{ N/m}^2}{(287 \text{ Nm/kgK})(305.9 \text{ K})} = 1.12 \text{ kg/m}^3$$

El valor de la velocidad del viento es el mismo que se utiliza para calcular el Número de Reynolds. Finalmente, se calcula el valor del área del heliostato.

$$A = a^2 = 6.04^2 = 36.4816 \text{ m}^2$$

Ahora se puede calcular el valor de la fuerza de arrastre para todo el heliostato:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho V^2 A C_D$$

$$F_D = \frac{1}{2} (1.12 \text{ kg/m}^3) (5.7 \text{ m/s})^2 (36.4816 \text{ m}^2) (2.0) = 1327.52 \text{ N}$$

Sin embargo, para efectos de la simulación es necesario obtener el valor de la fuerza de arrastre para cada uno de los cuatro soportes que hay por conjunto marco-espejo. Para

obtener este valor simplemente se divide la fuerza de arrastre entre el número de espejos; el resultado nuevamente se divide entre el número de soportes por espejo.

$$F_{D \text{ espejo}} = \frac{F_D}{25} = 53.1 \text{ N}$$

$$F_{D \text{ soporte}} = \frac{F_{D \text{ espejo}}}{4} = 13.275 \text{ N}$$

El valor obtenido de fuerza de arrastre se utiliza como una fuerza aplicada sobre cada uno de los nodos que representan los soportes por conjunto marco-espejo.

2.38. RESULTADOS

2.38.1. Introducción

A continuación se exponen tres casos de estudio; los primeros dos casos de estudio se relacionan con las posiciones extremas de operación del heliostato y el último caso determina la máxima velocidad del viento (fuerza de arrastre) que puede soportar la estructura en posición vertical.

Para realizar los análisis es necesario establecer tanto restricciones como cargas. Las restricciones son las mismas para todos los casos de estudio, es decir, son los puntos donde se encuentra sujeto el heliostato, también llamadas zonas de soporte, y se representan por medio de nodos fijos (no existen desplazamientos ni rotaciones). En el software de análisis dichas restricciones se simbolizan por medio de triángulos rojos. Lo que varía entre los casos de estudio son las cargas, mismas que se explican en cada caso. En cada uno de los casos de estudio I y II se muestran cinco imágenes; la primera presenta la visualización previa a la simulación, la segunda presenta la magnitud del desplazamiento en línea recta, la tercera y cuarta presentan el peor esfuerzo y la peor deformación respectivamente y la quinta imagen presenta la magnitud de las fuerzas de

reacción. Cabe señalarse que el peor esfuerzo y la peor deformación se muestran en valor absoluto. Finalmente se reportan todos los resultados en forma de tabla.

2.38.2. Caso de estudio I: Posición horizontal o de reposo

El primer caso de estudio se refiere a la posición horizontal o de reposo, es decir, el plano imaginario que contiene al heliostato es paralelo al plano del suelo, adoptando una 5.convención para el caso de estudio I, dicho plano es el plano XY de la figura N°5.7. Bajo estas condiciones sólo actúa el peso de la propia estructura (dirección -Z), esto se indica por medio de la gravedad (flecha anaranjada), y el peso del conjunto marco-espejo (flechas azules), calculado previamente en la sección Simplificación marco-espejo al inicio del capítulo anterior. La Figura N°5.7 se muestra el escenario previo a la simulación, en ella se exponen las restricciones y cargas correspondientes al caso. En la figura N°5.8 se aprecia la magnitud del desplazamiento, el cual tiene un valor máximo aproximado de 1.34 mm y se presenta en los bastidores externos del heliostato. En las figuras N°5.9 y N°5.10 se observa el peor esfuerzo y la peor deformación respectivamente, en ambos casos se presenta el resultado en valor absoluto. El máximo valor de esfuerzo es de 19.66 N/mm² y se encuentra alrededor de la zona de soporte. La peor deformación se ubica en la misma zona, y tiene un valor de 9.83 x 10⁻⁵ mm/mm. Finalmente, la figura N°5.11 muestra la magnitud de la fuerza de reacción, la cual es de aproximadamente 4717 N y se presenta en las zonas de soporte.

Figura N°5.7: Visualización previa a la simulación del caso de estudio II

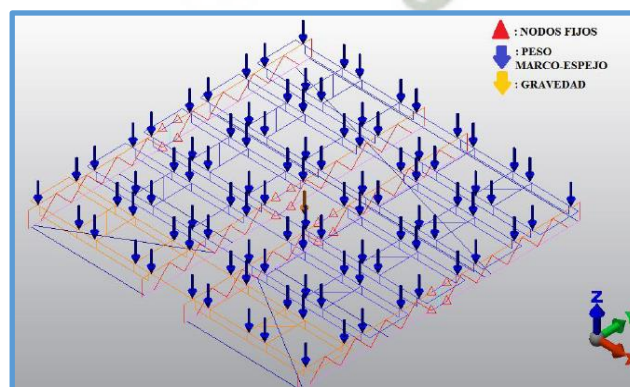


Figura N°5.8: Magnitud de desplazamiento para caso de estudio II

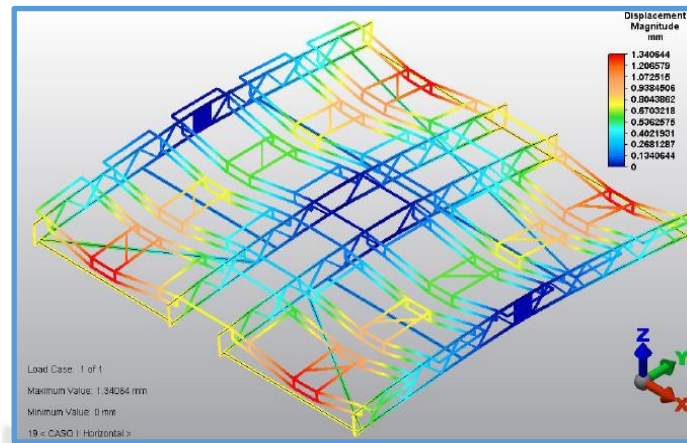


Figura N°5.9: Peor esfuerzo en valor absoluto para caso de estudio II

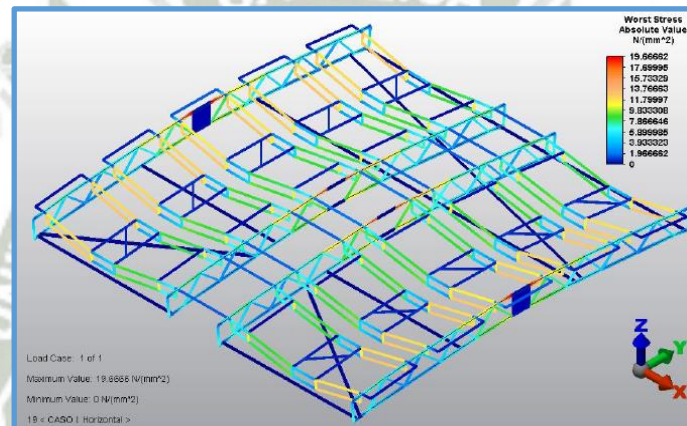
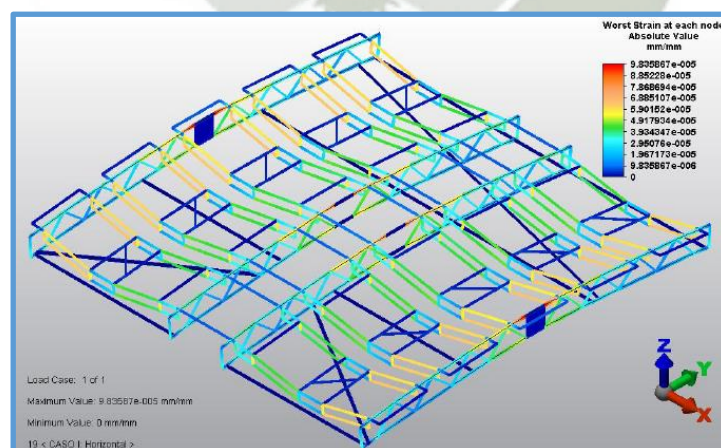
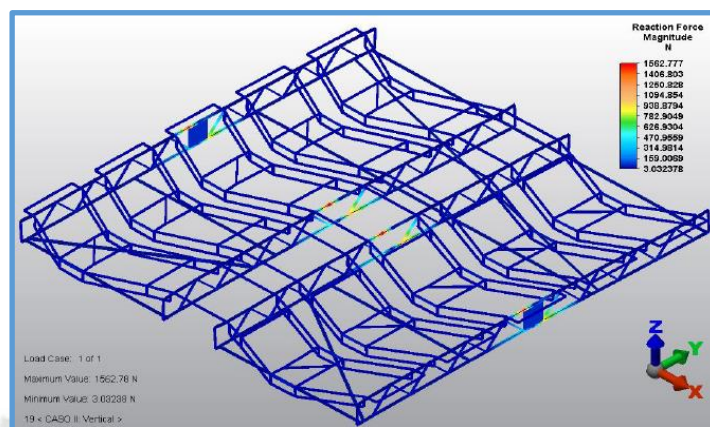


Figura N°5.10: Peor deformación en valor absoluto para caso de estudio II



Fuente: Elaboración Propia

Figura N°5.11: Magnitud de la fuerza de reacción para el caso de estudio II



Fuente: Elaboración Propia

2.39. Resumen de resultados

Las tablas 5.12 y 5.13 se muestran los desplazamientos rectilíneos y rotacionales respectivamente. El desplazamiento rectilíneo se expresa en milímetros y el desplazamiento rotacional se expresa en grados. En los dos primeros renglones de cada tabla se registró el valor de la magnitud del desplazamiento. En los siguientes renglones se muestran desplazamientos en la dirección positiva, negativa y en valor absoluto para cada uno de los ejes coordenados.

Desplazamiento [mm]		Caso I	Caso II
Magnitud	máx	1.34064	1.21809
	mín	0	0
X	+	0.02768	0.06031
	-	0.02774	0.05596
	absoluto	0.02774	0.06031
Y	+	0.04957	0.01624
	-	0.04749	1.18135
	absoluto	0.04957	1.18135
Z	+	0.00777	0.00616
	-	1.33989	0.29691
	absoluto	1.33989	0.29691

Tabla N°5.12: Magnitud de la fuerza de reacción para el caso de estudio II

Desplazamiento rotacional [°]		Caso I	Caso II
Magnitud	máx	0.03355	0.07297
	mín	0	0
X	+	0.03221	0.01055
	-	0.03355	0.0127
	absoluto	0.03355	0.0127
Y	+	0.02083	0.00984
	-	0.02083	0.0105
	absoluto	0.02083	0.0105
Z	+	0.00568	0.07179
	-	0.00566	0.07176
	absoluto	0.00568	0.07179

Tabla N°5.13: Desplazamiento Rotacionales

En la tabla 5.14 se registraron los esfuerzos en la dirección axial, en la dirección 2, en la dirección 3 y el peor esfuerzo. Se tienen valores de esfuerzo a tensión, compresión y en valor absoluto. Las unidades se presentan como N/mm², cabe recordar que estas unidades equivalen a MPa. También se registró el factor de seguridad para cada caso y en cada una de las direcciones.

		Caso I		Caso II	
		σ [N/mm ²]	Factor de Seguridad	σ [N/mm ²]	Factor de Seguridad
Axial	+	9.85024	25.1985	3.31617	74.8487
	-	7.75649		1.78444	
	absoluto	9.85024		3.31617	
Flexión 2	+	13.38095	18.5496	3.3822	73.3156
	-	13.38098		3.38551	
	absoluto	13.38098		3.38551	
Flexión 3	+	6.82201	33.5479	16.1087	9.77533
	-	7.3987		25.3915	
	absoluto	7.3987		25.3915	
Peor	+	19.66662	12.6209	25.7149	9.65239
	-	12.4313		25.18	
	absoluto	19.66662		25.7149	

Tabla N°5.14: Esfuerzos en la dirección Axial

En la siguiente tabla se observa el valor de la deformación para cada una de las direcciones, así como el valor de la peor deformación. Se presentan registros de

deformación debida a la tensión (+), deformación debida a la compresión (-) y el valor absoluto para cada uno de los casos de estudio.

ϵ [mm/mm]		Caso I	Caso II
Axial	+	4.92E-05	1.65E-05
	-	3.87E-05	8.92E-05
	absoluto	4.92E-05	1.65E-05
Max. E ₂	+	6.69E-05	1.69E-05
	-	6.69E-05	1.69E-05
	absoluto	6.69E-05	1.69E-05
Max. E ₃	+	3.41E-05	8.05E-05
	-	3.70E-05	1.20E-04
	absoluto	3.70E-05	1.20E-04
Peor	+	9.83E-05	1.20E-04
	-	6.21E-05	1.20E-04
	absoluto	9.83E-05	1.20E-04

Tabla N°5.15: Deformaciones para cada una de las Direcciones

Las tablas 5.16 y 5.17 muestran el valor de la fuerza y momento por cada elemento. La fuerza se expresa en [N], mientras que el momento se expresa en [Nxmm]. Ambos registros se presentan para la dirección axial, local 2 y local 3 de cada caso de estudio. Además, se despliegan valores tanto positivos como negativos y en valor absoluto.

Fuerza [N]		Caso I	Caso II
Axial	+	2304.95	775.983
	-	1815.02	417.559
	absoluto	2304.95	775.983
Local 2	+	48.2821	116.749
	-	48.2821	121.618
	absoluto	48.2821	121.618
Local 3	+	212.544	53.5356
	-	212.544	53.5357
	absoluto	212.544	53.5357

Tabla N°5.16: Fuerza para cada Elemento

Momento [N.mm]		Caso I	Caso II
Axial	+	940.421	7604.77

	-	941.098	7616.84
	absoluto	941.098	7616.84
Local 2	+	17433.2	4406.47
	-	17433.3	4410.79
	absoluto	17433.3	4410.79
Local 3	+	8888.01	20987.1
	-	9639.35	33081.2
	absoluto	9639.35	33081.2

Tabla N°5.17: Momento para cada Elemento

Finalmente, las Tablas N°5.18 y N°5.19 contienen los registros de los vectores de reacción de la fuerzas y de los momentos para cada caso de estudio. En cada rubro se presenta el valor de la magnitud, y los valores positivos, negativos y absolutos en las direcciones X, Y, y Z.

		Fuerza [N]	Caso I	Caso II
Reacción	Magnitud	máx	4717.54	1562.77
		mín	3.03237	3.03237
	X	+	76.6666	101.669
		-	76.6318	101.638
		absoluto	76.6666	101.669
	Y	+	4604.48	520.751
		-	4610.58	1560.9
		absoluto	4610.58	1560.9
	Z	+	63.2529	13.275
		-	999.696	184.739
		absoluto	999.696	184.739
	Aplicada	Magnitud	máx	63.2529
mín			3.03237	3.03237
X		+	0	0
		-	0	0
		absoluto	0	0
Y		+	0	-3.03237
		-	0	63.2529
		absoluto	0	63.2529
Z		+	-3.03237	0
		-	63.2529	13.275
		absoluto	63.2529	13.275
Residual		Magnitud	máx	4722.64

		mín	0	0
X		+	76.6666	101.669
		-	76.6318	101.638
		absoluto	76.6666	101.669
Y		+	4604.48	496.968
		-	4610.58	1574.32
		absoluto	4610.58	1574.32
Z		+	4.34E-08	7.76684
		-	1023.48	184.739
		absoluto	1023.48	184.739

Tabla N°5.18: Fuerzas para cada estudio

		Momento [N.mm]	Caso I	Caso II
Reaccion	Magnitud	máx	16304.3	10170.5
		mín	0	0
	X	+	15192	4370.28
			15529.7	1380.05
		absoluto	15529.7	4370.28
	Y		398.034	280.14
			398.648	282.324
		absoluto	398.648	282.324
	Z		10917.8	9183.75
			10916.4	9183.13
absoluto		10917.8	9183.75	
Aplicada	Magnitud	máx	0	0
		mín	0	0
	X	+	0	0
			0	0
		absoluto	0	0
	Y		0	0
			0	0
		absoluto	0	0
	Z		0	0
			0	0
absoluto		0	0	
Residual	Magnitud	máx	16304.3	10170.5
		mín	0	0
	X	+	15192	4370.28
			15529.7	1380.05
		absoluto	15529.7	4370.28
	Y		398.034	280.14
		398.648	282.324	

		absoluto	398.648	282.324
	Z		10917.8	9183.75
			10916.4	9183.13
		absoluto	10917.8	9183.75

Tabla 5.19: Momentos para cada estudio

2.39.1. Caso de estudio III: Velocidad máxima del viento (Falla plástica por fuerza de arrastre)

Este caso presenta la velocidad máxima teórica que soporta la estructura del helióstato antes de fallar plásticamente por la acción de la fuerza de arrastre. Para obtenerla se realizó el procedimiento inverso al cálculo de la fuerza de arrastre utilizando las mismas ecuaciones, es decir, se determina el esfuerzo máximo permisible para el acero ASTM-A36 en la simulación, y a partir de dicho valor se obtiene las fuerzas de arrastre por soporte, hasta calcular finalmente la velocidad que produce tales fuerzas.

De acuerdo con la base de datos del software del valor de límite elástico del acero ASTM-A36 es:

$$\sigma_y = 248.211 \text{ N/mm}^2$$

Al realizar la simulación se obtuvo un valor de:

$$\sigma_{worst} = 249.538 \text{ N/mm}^2$$

Este valor de esfuerzo se alcanza cuando se aplican 975 [N] por cada uno de los cuatro soportes del marco, a partir de este valor se calcula la velocidad como sigue:

$$F_{D \text{ espejo}} = 4(F_{D \text{ soporte}}) = 3900 \text{ N}$$

$$F_D = 25(F_{D \text{ espejo}}) = 97500 \text{ N}$$

Despejando la velocidad de la ecuación y realizando los cálculos:

$$V = \sqrt{\frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho AC_D}}$$

$$V = \sqrt{\frac{97500 \text{ kg}, m/s^2}{\frac{1}{2}(1.12 \text{ kg}/m^3)(36.4846m^2)(2.0)}} = 48.85 \text{ m/s}$$

$$V = 48.85 \frac{m}{s} \left(\frac{1 \text{ km}}{1000 \text{ m}} \right) \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) = 175.86 \text{ km/s}$$

El valor de la velocidad del viento que provocaría la falla por deformación permanente resulta ser muy elevado en comparación con el valor máximo promedio para la región de Arequipa.

2.40. DISCUSIÓN

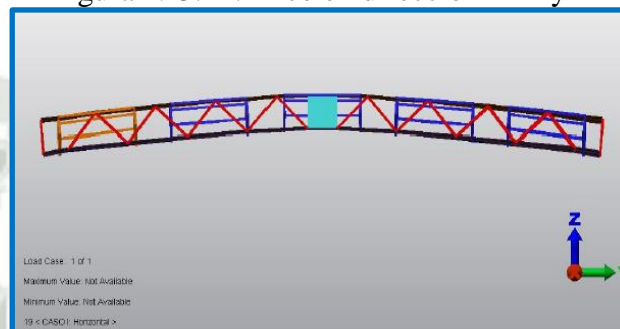
2.40.1. Desplazamiento rectilíneo

Los desplazamientos en línea recta para el caso de estudio I en las direcciones X y Y son muy pequeños. Como era de esperarse la dirección donde se presenta prácticamente el total del desplazamiento es Z, en esta dirección se desplaza 99% de la magnitud.

En el caso de estudio II los desplazamientos de menor magnitud se presentan en la dirección X, siendo los de mayor en la dirección Y, pues es ésta la dirección donde actúa la gravedad. En la dirección Z existe una contribución de 5% de la magnitud del desplazamiento, este resultado manifiesta directamente el efecto que tiene el arrastre del viento en el desplazamiento del heliostato. Comparando directamente la magnitud del desplazamiento de ambos casos se observa que existe un desplazamiento ligeramente mayor en el caso I, esto se debe a que la presión del viento en el caso II tiene un efecto de soporte en la estructura.

Por último, debe notarse que existe una diferencia evidente en los resultados positivos y negativos del desplazamiento tanto en la dirección Z del caso I como en las direcciones Y y Z del caso II, esto responde a que la estructura forma un arco en estas direcciones, ya sea por efecto del peso y/o por efecto del viento. En la siguiente figura se muestra un ejemplo de este fenómeno.

Figura N°5.12: Arco en dirección X Y y Z

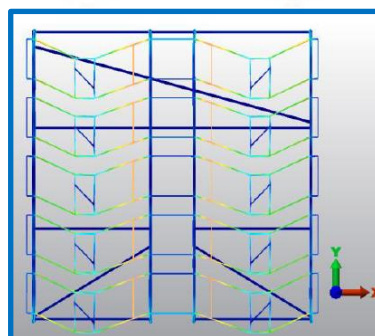


Fuente: Elaboración Propia

2.40.2. Desplazamiento rotacional

Los desplazamientos rotacionales en ambos casos de estudio son prácticamente nulos, siendo el mayor desplazamiento rotacional de 7 centésimas de grado en el caso de estudio II. La mayor rotación del caso de estudio I se da alrededor del eje X, evidentemente la estructura tiende a rotar alrededor de este eje por los efectos del peso. Para el caso de estudio II la máxima rotación se presenta alrededor del eje Z, ya que los efectos del peso sobre los bastidores hacen que éstos tiendan a rotar alrededor de este eje, esta situación se muestra en la siguiente figura.

Figura N°5.13: Rotación alrededor del eje



Fuente: Elaboración Propia

2.41. ESFUERZOS

Para el caso de estudio I el peor esfuerzo tiene un valor de 19.66 [MPa], considerando que el material tiene un esfuerzo de cedencia de 248 [MPa], se tiene un factor de seguridad de 12.62, evidentemente la estructura no fallará bajo estas condiciones.

Para el caso de estudio II el peor esfuerzo tiene un valor de 25.71 [MPa], utilizando el mismo valor de esfuerzo de cedencia se tiene un factor de seguridad de 9.65, en otras palabras, la estructura no presenta problema alguno para soportar las cargas.

2.42. VELOCIDAD MÁXIMA DEL VIENTO

La velocidad máxima del viento que puede soportar el heliostato es de 48.85 [m/s], sabiendo que el promedio máximo anual es de 5.7 [m/s], se necesita que la velocidad promedio incremente 8.5 veces su valor, es decir, alcanzar una velocidad de 175 [km/h] para que se presente falla por deformación permanente.

2.43. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE DISEÑO

2.43.1. Conclusiones

Como consecuencia del trabajo desarrollado se generan las siguientes conclusiones:

1. Se obtuvo un documento cuyos resultados garantizan que el heliostato no fallará para las dos condiciones extremas de operación a las que sea sometido.
2. No es recomendable instalar un heliostato con la configuración actual en zonas de huracanes o tornados donde la velocidad del viento puede superar los 200 [km/h] y provocar falla por deformación plástica.

2.43.2. Recomendación de diseño

La siguiente recomendación de diseño se hace con base en el análisis de tres variantes de cada uno de los casos de estudio (caso I y caso II). En la primer variante, denominada caso A, se eliminaron los atezadores de la estructura. En la segunda variante, denominada caso B, se propone cambiar la configuración de la zona de soporte de las armaduras

externas, por la misma configuración que se tiene en la zona de soporte de las armaduras centrales, figura 2.20, esto es, cambiar los perfiles placa de ½” x 324 [mm] y solera de ½” x 1 ½” por solera 1” x 1 ½”. Finalmente, la tercer variante, denominada caso C, es una combinación de los casos A y B, es decir, para este caso se propone eliminar los atezadores de la estructura así como realizar el cambio de configuración de las zonas de soporte de las armaduras externas. Esta recomendación de diseño se hace utilizando únicamente como parámetro de análisis los esfuerzos. El objetivo es lograr una reducción en el material utilizado, así como simplificar la construcción de la estructura, lo cual implica una reducción de costos.

En las tablas R.1 y R.2 se presentan los resultados de los tres casos propuestos tanto para la posición horizontal como para la posición vertical.

Tabla 5.20: Axial y Flexión para cada estudio

		Caso A		Caso B		Caso C	
		σ [N/mm ²]	Factor de Seguridad	σ [N/mm ²]	Factor de Seguridad	σ [N/mm ²]	Factor de Seguridad
Axial	+	8.78084	28.26735	9.85024	25.19848	8.78084	28.26735
	-	7.0671		7.75649		7.0671	
	absoluto	8.78084		9.85024		8.78084	
Flexión 2	+	13.42533	18.48829	13.38095	18.54956	13.42533	18.48829
	-	13.42533		13.38098		13.42533	
	absoluto	13.42533		13.38098		13.42533	
Flexión 3	+	5.91117	41.93641	6.82201	33.54792	5.91117	41.93641
	-	5.91875		7.3987		5.91875	
	absoluto	5.91875		7.3987		5.91875	
Peor	+	18.1926	13.64353	19.66662	12.62094	18.1926	13.64353
	-	12.40721		12.4313		12.40721	
	absoluto	18.1926		19.66662		18.1926	

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 5.21: Axial y flexión para cada estudio

		Caso A		Caso B		Caso C	
		σ [N/mm ²]	Factor de Seguridad	σ [N/mm ²]	Factor de Seguridad	σ [N/mm ²]	Factor de Seguridad
Axial		3.31648	74.84158	3.31617	74.84877	3.31648	74.84158
		1.58783		1.78444		1.58783	
	absoluto	3.31648		3.31617		3.31648	
Flexión 2		3.40416	72.91394	3.38220	73.31565	3.40416	72.91394
		3.40416		3.38551		3.40416	
		3.40416		3.38551		3.40416	

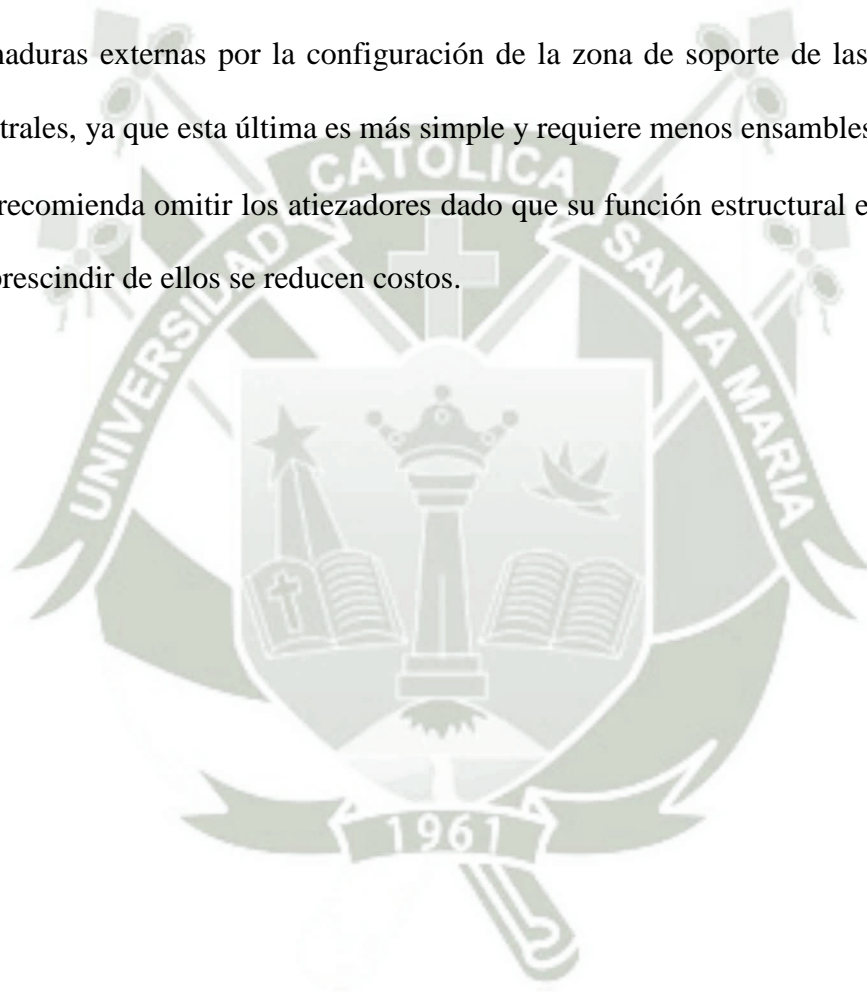
	absoluto	3.40416		3.38552		3.40416	
Flexión 3		16.11087	9.77395	16.10874	9.77533	16.11087	9.77395
		25.39517		25.39159		25.39517	
	absoluto	25.39517		25.39160		25.39517	
Peor		25.71985	9.65057	25.71499	9.65239	25.71985	9.65057
		25.17162		25.18004		25.17162	
	absoluto	25.71985		25.71499		25.71985	

Fuente: Elaboración Propia

A continuación se realiza una comparación entre los valores obtenidos en tablas para los casos de estudio I y II y los valores obtenidos en esta propuesta de diseño. Para la posición horizontal se observa que al quitar los atiezadores, Caso A, se tiene un incremento aproximado en el factor de seguridad de 1 unidad, es decir, de un valor de 12.62094 con atiezadores, se obtiene un valor de 13.64353 sin ellos, esto se debe a que hay una disminución en los esfuerzos debida a la pérdida de peso. En el caso del cambio de configuración, Caso B, no se tiene cambio alguno en los valores, esto implica que la presencia de la placa resulta despreciable a nivel de esfuerzos. Para el tercer caso, Caso C, se tiene nuevamente un incremento en el factor de seguridad, evidentemente esto es resultado de la pérdida de peso y la prácticamente nula contribución de la placa. Finalmente se tiene un factor de seguridad mayor 13 como resultado de prescindir de los atiezadores y llevar a cabo el cambio de configuración en la zona de soporte. En general, para la posición vertical los valores comparados son prácticamente iguales, es decir, la diferencia es del orden de milésimas de unidad. En esta posición, al igual que en la posición horizontal, el cambio en la zona de soporte de las armaduras externas (caso B) no tiene ninguna consecuencia sobre la estructura, no así la ausencia de los atiezadores (caso A y C). Resulta interesante el hecho de que al quitar los atiezadores disminuya el factor de seguridad a un valor de 9.65057 unidades, en otras palabras, que exista un incremento en el esfuerzo de la estructura, esto se debe al efecto del arrastre del viento. Se realizó una simulación para comprobarlo, esta simulación se llevó a cabo sin fuerzas de arrastre, obteniendo como resultado un factor de seguridad de 9.66346, de este

resultado se concluye que si no existe arrastre al quitar los atieadores en la posición vertical ocurre lo mismo que en la posición horizontal, es decir, bajan esfuerzos debido a la disminución de peso y por lo tanto sube el factor de seguridad. En otras palabras, el efecto del arrastre del viento es la razón por la cual existe un incremento en el esfuerzo de la estructura a pesar de quitar los atieadores. Como resultado del análisis aquí expuesto se presentan las siguientes recomendaciones de diseño:

- a. Se recomienda realizar el cambio en la configuración de la zona de soporte de las armaduras externas por la configuración de la zona de soporte de las armaduras centrales, ya que esta última es más simple y requiere menos ensambles.
- b. Se recomienda omitir los atieadores dado que su función estructural es mínima y al prescindir de ellos se reducen costos.

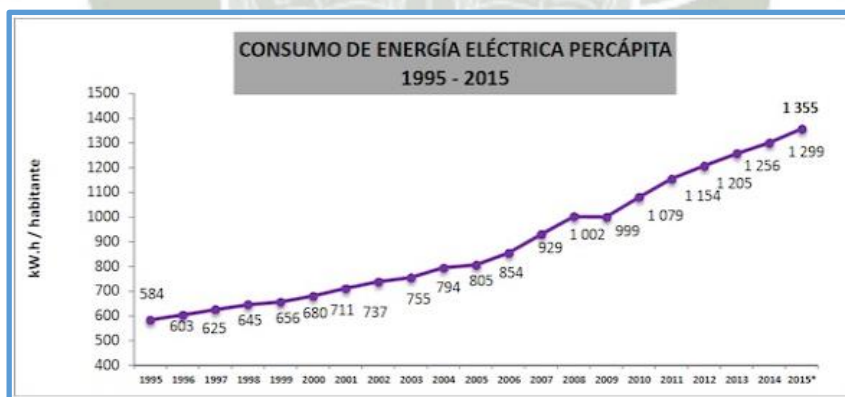


COSTOS Y PLANIFICACION DEL PROYECTO

2.44. PROYECCION Y DEMANDA

El sistema eléctrico y energético peruano solo en 2016 su capacidad instalada casi se duplicó, de 6.200 MW a 12.251 MW, según datos del Ministerio de Energía y Minas. Ese aumento ha ido de la mano de una mayor demanda, con una tasa media anual de crecimiento del 7%. En cuanto a la participación según origen, en el año 2016, el 63% correspondió a origen térmico, sobre todo gas natural, el 34% a hidroeléctricas y el 3% a tecnología solar y eólica. Respecto a los recursos renovables, promovidos desde 2012, hasta el momento hay instalados 96 MW de origen solar, 240 MW de origen eólico y 80 MW en biomasa y biogás. Y este año la tendencia parece que va a ser la misma. Según datos del Ministerio de Energía y Minas, en enero pasado, la producción total de energía eléctrica a nivel nacional fue de 4.352 GWh (gigavatios hora), lo que ha supuesto un incremento de 8,8% con relación al mismo mes de 2015.

Figura N°6.1: Consumo de Energía Eléctrica Percapita

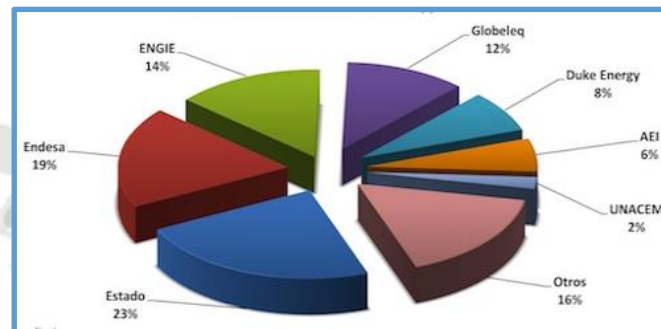


Fuente: Ministerio de Energía y Minas

La participación de las empresas públicas en el total de la generación de energía eléctrica para el mercado fue del 23%; mientras que la producción de las centrales que pertenecen

a la española Endesa, a la francesa Engie y a la estadounidense Globeleq contribuyeron con 19%, 14% y 12%, respectivamente. De esa manera, los principales grupos privados participaron con el 61% de la energía producida para el mercado eléctrico.

Figura N°6.2: Participación del sector Público y Privado en el Mercado Eléctrico Nacional (Enero 2016)



Fuente: Ministerio de Energía y Minas

2.45. COSTO DE INVERSIÓN

El costo de inversión de una central de ciclo integrado ISCC depende de muchos factores como por ejemplo:

- a. De la potencia
- b. De los equipos elegidos
- c. Del emplazamiento (ubicación de la central)
- d. De los márgenes que aplique el constructor
- e. De la configuración
- f. De la forma de refrigeración
- g. Del tipo de torre receptora a utilizar
- h. De la envergadura del parque de heliostatos.

Según la bibliografía consultada se establece que el costo de una planta de 600 MW estaría entre los 600 a 700 US\$/kW instalados, este dato se refiere a los EE.UU. En el caso del Perú no se tienen referencias de centrales integradas ISCC pero si de centrales de ciclo combinado como se menciona algunas a continuación:

- a. Central de ciclo combinado de Chilca operada por Fénix Power con una potencia de 540 MW, tuvo una inversión de 800 MMUS\$ con un costo de 1480 US\$/Kw.
- b. Central de ciclo combinado de Chilca Uno operada por Enersur con una potencia de 852 MW, tuvo una inversión de 625 MMUS\$ con un costo de 734 US\$/Kw.
- c. Central de ciclo combinado de Kallpa con una potencia de 857 MW, tuvo una inversión de 700 MMUS\$ con un costo de 817 US\$/Kw.

Para la central de ciclo integrado ISCC de este proyecto se ha estimado un costo de 760US\$ por kW, por lo que la inversión se define en 450 MMUS\$

2.46. COSTOS DE COMBUSTIBLE

Para el costo del combustible se está asumiendo como referencia los precios del gas natural vendido a centrales térmicas que se muestran en la Figura N°1, además se ha establecido un estimado del precio del gas natural para nuestro punto de suministro. Se utilizó un factor de 1.7 para el costo de transporte que es aproximadamente la relación de distancia entre Chilca y la Joya desde Camisea. De esta forma se tiene un costo estimado del gas natural para la Joya de:

Tabla N°6.1: Precios en (US\$/MMBTU)

Precio	Magnitud	Unidades
Precio Boca de Pozo	1.7008	US\$/MMBTU
Precio Transporte	1.5997	US\$/MMBTU
Precio Distribución	0.1537	US\$/MMBTU
Precio Total	3.4542	US\$/MMBTU

Fuente: OSINERGMIN

Tabla N°6.2: Precios del Gas Natural Pagados por el generador eléctrico al Productor, Transportador y Distribuidor de Gas Natural para las centrales que operan con Gas Natural de Camisea.

DESCRIPCION	UNIDAD	Ventanilla	Santa Rosa	Santa Rosa 2	Chilca 1	Kallpa	Oquendo	Las Flores ⁽⁶⁾	Independencia	Pisco	Fénix	COMENTARIOS
Precio Base	US\$/MMBTU	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000		1.0000	1.0000	1.0000	
Factor de Actualización ⁽¹⁾		1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265		1.8265	1.8265	1.8265	
Precio Base Reajustado	US\$/MMBTU	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265		1.8265	1.8265	1.8265	
Factor A: Por Cantidad Diaria Contractual ⁽²⁾		0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9759		0.9990	0.9700	0.9600	
Factor B: Por Take or Pay ⁽²⁾		0.9500	0.9500	0.9500	0.9500	0.9500	0.9500		0.9500	0.9500	0.9700	
Precio Boca de Pozo sin descuentos promocionales	US\$/MMBTU	1.6658	1.6658	1.6658	1.6658	1.6658	1.6933		1.7334	1.6831	1.7008	
Factor por descuento promocional		0.9500	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000		1.0000	1.0000	1.0000	
Precio Boca de Pozo (contrato Generador - Productor)	US\$/MMBTU	1.5825	1.6658	1.6658	1.6658	1.6658	1.6933		1.7334	1.6831	1.7008	
Precio Boca de Pozo actualizado (contrato Estado - Productor) - 2012 ⁽³⁾	US\$/MMBTU	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265		1.8265	1.8265	1.8265	
Precio Boca de Pozo actualizado	US\$/MMBTU	1.5825	1.6658	1.6658	1.6658	1.6658	1.6933	1.8265	1.7334	1.6831	1.7008	Art. 6° D.S. N° 016-2000-EM
Precio Base Transporte (OSINERGMIN)	US\$/millar m ³	31.4384	31.4384	31.4384	31.4384	31.4384	31.4384	44.0169	31.4384	31.4384	31.4384	Art. 1° - Resolución de OSINERGMIN N° 086-2010-OS/CD del 20.04.2010.
Factor de Descuento Aplicable (FDA)		0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	Art. 1° - Resolución de OSINERGMIN N° 081-2012-OS/CD del 26.04.2012.
Factor de ajuste al transporte (PPiA / PPIo)		1.2296	1.2296	1.2296	1.2296	1.2296	1.2296		1.2296	1.2296	1.2296	
PPiO (Ene-2003) ⁽⁴⁾		149.8	149.8	149.8	149.8	149.8	149.8		149.8	149.8	149.8	Índice de precios de Estados Unidos al mes que se ha ofertado el Costo del Servicio.
PPiA (Ene-2013) ⁽⁴⁾		184.2	184.2	184.2	184.2	184.2	184.2		184.2	184.2	184.2	Índice de precios de Estados Unidos al mes que se hace la actualización.
Precio Transporte (OSINERGMIN)	US\$/millar m ³	35.9542	35.9542	35.9542	35.9542	35.9542	35.9542	40.9384	35.9542	35.9542	35.9542	
Factor de conversión	PC/m ³	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	Art. 17° - Resolución de OSINERGMIN N° 077-2004-OS/CD del 01.05.2004.
Poder Calorífico Superior ⁽⁵⁾	MBTU/PC	1.0865	1.0769	1.0769	1.0803	1.0810	1.0786	1.0789	1.0800	1.0820	1.0803	
Precio Transporte	US\$/MMBTU	0.9370	1.0504	0.9454	0.9424	0.9418	0.9439	1.0744	0.9427	0.9410	0.9424	
Precio Base Distribución (OSINERGMIN)	US\$/millar m ³	5.1755	5.1755	5.1755	-	-	5.1755		-	-	-	Art. 1° - Resolución de OSINERGMIN N° 086-2010-OS/CD del 20.04.2010.
Factor de Descuento Aplicable (FDA)		0.92685	0.92685	0.92685	-	-	0.92685		-	-	-	Art. 2° - Resolución de OSINERGMIN N° 081-2012-OS/CD del 26.04.2012. Art. 1° - Resolución de OSINERGMIN N° 098-2010-OS/CD del 29.04.2010.
Factor de ajuste a la distribución (PPiA / PPIo)		1.2296	1.2296	1.2296	-	-	1.2296		-	-	-	
PPiO (Ene-2003) ⁽⁴⁾		149.8	149.8	149.8	-	-	149.8		-	-	-	Índice de precios de Estados Unidos al mes que se ha ofertado el Costo del Servicio.
PPiA (Ene-2013) ⁽⁴⁾		184.2	184.2	184.2	-	-	184.2		-	-	-	Índice de precios de Estados Unidos al mes que se hace la actualización.
Precio Distribución (OSINERGMIN)	US\$/millar m ³	5.8985	5.8985	5.8985	-	-	5.8985	8.4715	-	-	-	
Factor de conversión	PC/m ³	35.31467	35.31467	35.31467	-	-	35.31467	35.31467	-	-	-	Art. 17° - Resolución de OSINERGMIN N° 077-2004-OS/CD del 01.05.2004.
Poder Calorífico Superior ⁽⁵⁾	MBTU/PC	1.0865	1.0769	1.0769	-	-	1.0786	1.0789	-	-	-	
Precio Distribución	US\$/MMBTU	0.1537	0.1723	0.1551	-	-	0.1549	0.2223	-	-	-	
PRECIO TOTAL (Boca de pozo + Transporte + Distribución)	US\$/MMBTU	2.6732	2.8885	2.7663	2.6082	2.6076	2.7921	3.1232	2.6761	2.6241	2.6432	

Fuente: OSINERGMIN

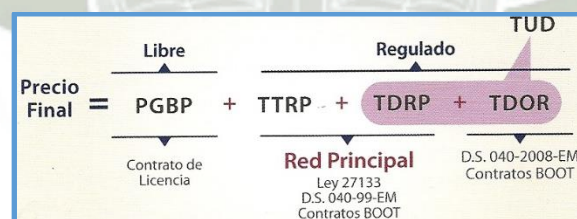
2.47. COMPONENTES DEL COSTO DEL GAS NATURAL

PGBT: Precio del gas natural en boca de pozo el cual es pactado libremente por el productor y sus clientes en sus respectivos contratos de suministro, de acuerdo al contrato de licencia de explotación del lote 88 en su cláusula dice que a la fecha de inicio de la extracción comercial el precio realizado máximo será de 1.00 US\$/MMBTU para el generador eléctrico y de 1.8 US\$/MMBTU para los demás usuarios

TTRP: Tarifa de transporte por red principal fijada por OSINERGMIN para el caso de clientes regulados será igual al costo medio de transporte (CMT) el mismo que resulta del cociente entre el monto total de factura por el servicio de transporte pagado y el volumen total transportado aplicado desde el año 2009.

TUD: Tarifa única de distribución fijada por OSINERGMIN la cual establece categoría de consumidores y para cada una de ellas fija una tarifa compuesta por el margen de distribución (MD) que es componente variable y un margen comercial (MC) que es un componente fijo.

Figura N°6.3: Composición del Precio Final de Gas Natural



Fuente: OSINERGMIN

2.48. CATEGORIA INDUSTRIAL MAYOR

La categoría D en la que se ubica la central integrada ISCC por tener un consumo promedio mensual que está en el rango de consumo de 300 001 hasta 900 000 m³/mes que representa un gasto de un industrial mayor.

2.49. PRECIO DE BOCA DE POZO

En el artículo 77° de la ley N°26221 ley orgánica de hidrocarburos establece que los precios se rigen en el mercado peruano por la oferta y la demanda.

Para el caso del gas natural de Camisea, proveniente del lote 88 el contrato establece una fórmula de precios máximos del gas para el mercado interno, dependiendo de la naturaleza del cliente (generación eléctrica y otros usos).

Lo señalado quiere decir que el precio del gas a boca de pozo es un acuerdo de partes entre el estado y la empresa licenciataria en el contrato de licencia.

Tabla N°6.3: Precio del Gas Natural (US\$/MMBTU)

Tipo de Usuario	Precio Final (US\$/MMBTU)
Generador Eléctrico	1
GNV	0.8
Otros	1.8

Fuente: OSINERGMIN

En la tabla N°6.1 se muestra los precios de gas natural en boca de pozo para las diferentes categorías de consumidores:

Tabla N°6.4: Precio del Gas Natural consumidor (US\$/MMBTU)

Consumidores/ Consumidor	Contrato	Vigente
Precio máximo	1.8	2.83
Categoría A	1.8	1.05
Categoría B	1.8	2.83
Categoría C	1.8	2.83
Categoría D	1.8	2.83
Categoría GNV	1.8	0.8

Fuente: OSINERGMIN

2.50. TARIFAS DE LA RED PRINCIPAL

La tarifa de red principal de transporte se aplicara de acuerdo a lo señalado en la resolución OSINERGMIN N°100-2009-OS/CD determinando mensualmente el costo medio de transporte pagado al transportista de la conexión de la red principal, dividiendo el monto de la factura por el servicio de transporte.

Figura N°6.4: Red Principal de transporte de Camisea



Fuente: OSINERGMIN

Figura N°6.5: Red Principal de transporte de Camisea



Fuente: OSINERGMIN

2.51. TARIFA UNICA DE DISTRIBUCION

En la tabla N°3 se muestran las categorías tarifarias de consumidores para la concesión de distribución de gas natural aprobadas mediante resolución OSINERGMIN N°261-2015-OS/CD y modificadas mediante resolución OSINERGMIN N°211-2016-OS/CD.

Los consumidores de gas natural se dividen en dos grandes grupos:

2.51.1. Consumidores Independientes:

Aquellos que adquieren el hidrocarburo directamente del productor, siempre que sea por un volumen mayor a los 30000m³/día y un plazo contractual no menor de 6 meses (Fuente: OSINERGMIN).

2.51.2. Consumidores Regulados:

Aquellos que adquieren gas natural del concesionario de distribución por un volumen igual o menor a 30000 m³/día.

Tabla N°6.5: Rangos de consumo por categoría (m³/mes)

Categoría tarifaria	Rango de Consumo (m ³ /mes)
A	Hasta 300
B	Desde 301 hasta 17 500
C	Desde 17 501 hasta 300 000
D	Desde 300 001 hasta 900 000
GNV	Para estaciones de servicio y/o gasocentros de gas natural vehicular independientemente de la magnitud del consumo mensual.
E	Consumidor mayora a 900 000
GE	Para generadores Eléctricos Independientemente de la magnitud del consumo mensual

Fuente: OSINERGMIN

Mediante la misma Resolución OSINERGMIN N°261-2015-OS/CD modificada se fijaron las tarifas únicas de distribución de gas natural por red de ductos de acuerdo a los márgenes de comercialización y distribución que se muestran en la tabla N°6.6

Tabla N°6.6: Tarifas Únicas de Distribución (US\$/MMBTU)

Categoría tarifaria	Margen de Comercialización		Margen de Distribución	
	US\$/mes	US\$/(Sm3/d)-mes	US\$/(Sm3/d)-mes	US\$/Mil Sm3
A	1.0000			117.8700
B	39.2000			51.4000
C		0.2361		31.7700
D		0.1869		24.6200
GNV		0.2031		27.3300
E		0.0579	0.2369	12.1100
GE		0.0586	0.2397	14.2400

Fuente: OSINERGMIN

Las tarifas únicas de distribución tienen su correspondiente formula de actualización la cual se aplica a los correspondientes márgenes de comercialización y de distribución y se realiza cada tres meses, correspondiendo la primera actualización a la entrada en vigencia de las tarifas. La tabla N°5 presenta el factor de actualización correspondiente al mes de diciembre del 2011.

Tabla N°6.7: Factores de Actualización/2016

Categoría Consumidor	FA (MC y MD)
Categoría A	1.1392
Categoría B	1.1392
Categoría C	1.1392
Categoría D	1.1392
Categoría GNV	1.1392

Fuente: OSINERGMIN

Tabla N°6.8: Tarifas Únicas de Distribución a Diciembre 2015

Categoría tarifaria	Margen de Comercialización		Margen de Distribución	
	US\$/mes	US\$/(Sm ³ /d)- mes	US\$/(Sm ³ /d)- mes	US\$/Mil Sm ³
A	1.1392			134.2791
B	44.6572			58.5556
C		0.2692		36.1928
D		0.2084		28.0474
GNV		0.2314		31.1347
E		0.0660	0.2699	13.7959
GE		0.0668	0.2731	16.2224

Fuente: OSINERGMIN

2.52. FACTURACION DEL GAS NATURAL

La metodología de facturación aplicable a los consumidores de la concesión de la distribución de gas natural está establecida en el artículo N°12 de la resolución OSINERGMIN N°261-2009-OS/CD y comprende:

- Facturación del Gas Natural (FGN)
- Facturación de la tarifa de la red principal (FTRP)
- Facturación del servicio de distribución (FSD)

Se establecen supuestos para desarrollar el cálculo de costos:

El Poder calorífico del gas natural es de 1 millón de BTU por 26.132 m³.

El metro cubico equivale a 35.31467 pies cúbicos.

La medición el gas realiza en condiciones estándar.

2.53. COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Según la bibliografía consultada se establece que para una central de 600 MW los costos fijos de operación y mantenimiento anuales son de 6, 054,054 US\$, y los variables ascienden a 2.77 US\$/MW.h.

2.54. COSTO DEL MW.H

Usando la ecuación antes descrita se calcula el costo del MW.h para este proyecto.

Tabla N°6.9: Datos de Planta

DATOS DE PLANTA		
Salida de Potencia:	315,000.00	kW
Qsum:	1,073.84	kW
Eficiencia:	55.52%	%
Factor de Planta:	75	%
Eficiencia promedio de planta:	50.5	%
Periodo de Amortización:	20	años

Tabla N°6.10: Costo de Inversión

COSTO DE INVERSION		
Costo de la Planta:	450,000,000.00	US\$
Teq:	6570	hrs
z:	8	%
Factor de Anualidad:	10.19	%

Tabla N°6.11: Costo de Combustible

COSTO DE COMBUSTIBLE		
Precio GN en Ilo:	3.4542	US\$/MMBTU
	3.274	US\$/MMkJ térmico
	11.7862	US\$/MW.h térmico
Eficiencia promedio de la planta:	50.5	%

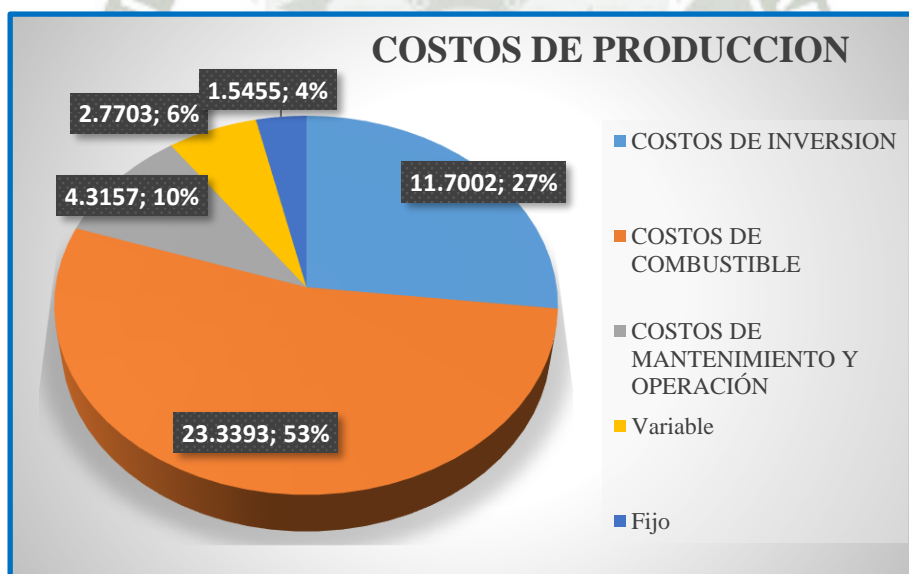
Tabla N°6.12: Costo de Operación

COSTO DE OPERACIÓN MANTENIMIENTO		
Costos Fijos :	6,054,054.00	US\$/a
Costos Variables:	2.7703	US\$/MW.h

Tabla N°6.11: Resumen de Costos

RESUMEN DE COSTOS		
COSTOS DE INVERSION	11.7002	US\$/MW.h
COSTOS DE COMBUSTIBLE	23.3393	US\$/MW.h
COSTOS DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN	4.3157	US\$/MW.h
Variable	2.7703	US\$/MW.h
Fijo	1.5455	US\$/MW.h
TOTAL	39.3552	US\$/MW.h

Figura N°6.6: Grafico de los porcentajes de costos



Fuente: Elaboración Propia

2.55. OBSERVACIONES

- a. La temperatura del vapor vivo dentro de la caldera de recuperación de calor depende de la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas, es decir de esta temperatura, depende en gran medida la eficiencia de la central, una turbina que trabaje a un mayor temperatura dejara salir los gases de escape a un mayor temperatura sin afectar la eficiencia de la turbina, la temperatura de trabajo de la turbina estará limitada por los materiales que constituyen sus alabes, cámara de combustión y demás componentes.
- b. La presión del vapor vivo dentro de la caldera de recuperación de calor está en función de la temperatura del vapor y del rendimiento isoentropico de la turbina de vapor, para trabajar a una mayor presión es necesario una turbina de vapor de mayor eficiencia, la eficiencia de la turbina de vapor tiene un efecto en la disminución del tamaño de las tuberías y accesorios.
- c. Las condiciones del lugar tienen un efecto en el desempeño de la turbina de gas, a menor temperatura ambiente se incrementa la capacidad y la eficiencia de la turbina as como el flujo másico, si disminuye la presión atmosférica la densidad del aire baja, reduciendo el flujo másico, el aire húmedo al ser más denso también afecta la potencia de la turbina.
- d. Para la selección de equipos y componentes se incidió en algunas marcas y series de modelos específicos debido a la limitada información libremente disponible por el fabricante en la red, la información técnica obtenida se considera suficiente para el alcance del presente trabajo, sin embargo sería interesante una comparación técnico económica entre las distintas soluciones que ofrecen las diversas empresas.

- e. En las centrales de ciclo integrado ISCC se ha demostrado que la introducción de nuevos niveles de presión en el ciclo combinado trae consigo una mayor eficiencia térmica, aunque también una inversión económica mayor. En las centrales de este tipo habitualmente, nos encontramos con 3 niveles de presión en la caldera de recuperación de calor, puesto que se ha demostrado que la incorporación de un cuarto nivel de presión, supondría un aumento del rendimiento demasiado bajo en comparación de la inversión económica necesaria. Esto es porque las turbinas de gas que aparecen habitualmente en la industria superan temperaturas más altas que la que hemos supuesto en nuestro trabajo, por lo tanto, aprovechar de forma más eficiente el calor con tres niveles de presión, sí que resulta rentable.
- f. El costo de generación del MW.h depende en gran porcentaje del combustible a utilizar muy frecuente en centrales termoeléctricas de generación por este motivo el gran interés de integrar una central de torre con heliostatos utilizando sal fundida en el economizador de la caldera de recuperación de calor, que eleve la salida de potencia con el mismo consumo de combustible, y aprovechando la radiación solar presente en la zona.
- g. En cambio del Approach Point y el Pinch Point provocan un aumento en el rendimiento al disminuir su valor, ya que estos parámetros indican la diferencia de temperatura entre los gases de escape y el agua, por lo tanto, cuanto menor sea, mejor se estará realizando la transferencia de calor.

2.56. RECOMENDACIONES

- a. En el presente trabajo de investigación surgen recomendaciones que se corresponde con el objetivo de proponer temas de investigación en el área de generación de energía integrando centrales que trabajan con energías renovables a las centrales de ciclo combinado presentes en la actualidad.
- b. Dentro del trabajo de investigación la siguiente etapa sería la modelación de los equipos más importantes y de toda la central en su conjunto para poder analizar y evaluar el comportamiento de cada una de las variables que intervienen en el diseño.
- c. Una vez se haya modelado el siguiente paso es optimizar la central híbrida acorde al tipo de configuración más óptima en el acople de la central de torre con heliostatos con el generador de vapor es decir la caldera de recuperación de calor.
- d. Es necesario establecer una base de datos detallada de los costos actualizados aplicables a nuestra región y poder analizar el impacto de cada una de las variables del diseño de la central sobre el costo de energía generada, debido a que es un factor muy importante en la mejora de la central, teniendo en consideración de que no toda mejor en eficiencia le corresponde una disminución en el costo de energía generada.
- e. Se recomienda analizar y evaluar los niveles de presión y recalentamiento en el generador de vapor las etapas y sangrados de las turbinas del ciclo de vapor y las variables que intervienen en su diseño.
- f. El diseño detallado de la caldera de recuperación de calor y su inclusión en la modelación es también un tema de investigación que permitirá establecer si las temperaturas seleccionadas son económicamente viables al dimensionar la caldera de recuperación de calor.

- g. Se debe evaluar el impacto en el costo del capital si es que el proyecto se realiza en tres etapas, en una primera etapa el ciclo de gas simple en una segunda etapa el ciclo combinado y una tercera etapa el acople de la central de torre con heliostatos al generador de vapor, teniendo en consideración que la inversión comenzara a registrar ingresos en un menor tiempo y se reducirán los intereses, al lanzar la central para su puesta en marcha su eficiencia será menor y mayor el costo de energía generada con menores utilidades..
- h. Se recomienda hacer el diseño detallado de los distintos subsistemas que constituyen la planta de ciclo integrado ISCC como son los sistema de enfriamiento, tuberías, suministro de combustible auxiliar (diesel), planta de tratamiento de agua, sistema eléctrico, sistema de controle instrumentación, tanques de almacenamiento, etc.
- i. Se recomienda hacer uso de softwares especializados y técnicas de optimización como redes neuronales para el cálculo del ciclo de potencia, diseño del receptor de torre y la cantidad optima de heliostatos, ya que esto permitiría evaluar la integración de ciclos más complejos y optimizar el ciclo calculado considerando más variables del diseño.

2.57. CONCLUSIONES

Considerando el objetivo específico Nro. 1:

- a. Se realizó el diseño conceptual de la central integrada ISCC dentro de la potencia establecida de 300 MW +/- 20% para el ciclo combinado y 15 MW +/- 20% para la central de torre con heliostatos, a partir de las turbinas de gas y vapor comerciales, utilizando sales fundidas como fluido caloportador en el receptor de la central de torre.
- b. El ciclo de gas y vapor en sus niveles de alta media y baja presión, así como la eficiencia resultante del ciclo combinado y de la central de torre con heliostatos, se encuentran en los rangos típicos de centrales integradas de tres niveles de presión.
- c. La configuración analizada es la que presenta un menor costo de generación y un mayor rendimiento, ya que el acoplamiento del campo solar en la sección de alta presión deja más energía disponible en la zona de baja presión de la caldera y esto permite incrementar el flujo másico en esta última sección, y así aumentar la potencia en la turbina de baja.
- d. La potencia de la central diseñada cubre la demanda ofertada dentro del plan energético para generación dentro del complejo energético del sur del país.
- e. Se utiliza como matriz energética el gas natural proveniente del yacimiento de Camisea y también el potencial de radiación solar presente en la región.

Considerando el objetivo específico Nro. 2:

- a. Se realizó el dimensionamiento y selección de los equipos principales para la central como son las turbinas de gas, turbina de vapor, caldera de recuperación de calor, condensador, bombas de recirculación, generadores, receptor de torre y heliostatos.

- b. La variedad de equipos con características técnicas detalladas de diferentes fabricantes y su disponibilidad en el mercado, cumplen con los requerimientos de la central integrada ISCC diseñada en este trabajo de investigación.

Considerando el objetivo específico Nro. 3:

- a. La eficiencia alcanzada por la central puede hacer mejor uso del gas natural logrando un costo variable de combustible menor y aprovechar la energía solar permanente en la zona para disminuir costos.
- b. La eficiencia resultante de la central integrada ISCC se considera satisfactorio para una caldera de recuperación de calor de 3 etapas y una turbina de vapor de alta media y baja presión
- c. Las variables como los valores de presión, temperatura, flujos máscicos, flujos volumétricos, para seleccionar los equipos están dentro de los rangos aceptables de los fabricantes y la tecnología actual en este tipo de centrales.

Considerando el objetivo específico Nro. 4:

- a. Desde el punto de vista económico la propuesta de la central integrada ISCC es viable debido a que da un valor de costo por kW-h generado competitivo en comparación con los costos en el mercado de generación de energía local como las centrales de kallpa e Ilo que utilizan diésel y residual 500.
- b. El costo del transporte de combustible se reducirá, debido a que en nuestro trabajo de investigación se considera el uso del Gas Natural proveniente del gasoducto del sur ya sea con una línea de suministro o empleando Gas Natural Virtual.
- c. Desde el aspecto económico el costo de generación está en función de la eficiencia de la planta y del costo del combustible, la viabilidad del proyecto es dependiente de la utilización del gasoducto del sur y el uso de energía solar presente en la zona.

- d. El costo de producción de energía será viable si se usa gas natural y se aprovecha la energía solar en el parque de heliostatos, esto debido a la diferencia en costos con otro combustible como el diésel que aproximadamente es cinco veces el valor del gas natural, el uso de diésel se considerara en situaciones de desabastecimiento de la red de gas natural.

Considerando el objetivo específico Nro. 5:

- a. El presente trabajo de investigación logró abrir y proponer temas de investigación para el empleo de energías renovables y aprovechar el potencial solar presente en la región.



2.58. BIBLIOGRAFIA

- a. Cengel Y., Boles M., Termodinámica, Sexta Edición, México: McGraw-Hill / Interamericana Editores, 2009.
- b. Wark K., Richards D., Termodinámica, Sexta Edición, Madrid: McGraw-Hill / Interamericana de España, 2001.
- c. Sabugal García Santiago, Gómez Moñux Florentino, Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, Teoría y Proyecto, Madrid: Ediciones Díaz de Santos, 2006.
- d. Kehlhofer R., Rukes B., Hanneman F., Stirnimann F., Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant, 3rd ed., Oklahoma: PennWell Corporation, 2009.
- e. MINEM, Política Energética Nacional (D.S. N° 064-2010)
- f. INCROPERA, Frank P.; DE WITT, David P. Fundamentos de transferencia de calor. México: Prentice Hall, 1999.
- g. FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro. Procesos Termosolares en baja, media y alta temperatura. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria. 2009. Disponible en web: <http://libros.redsauce.net/>
- h. ZAVOICO, Alexis B. Solar Power Tower Design Basis Document. San Francisco, 2001.
- i. ORTEGA J., BURGALETA J. I., TÉLLEZ F. Journal of solar energy engineering. Central receiver system solar power plant using molten salt as heat transfer fluid. Vol. 130 Mayo, 2008.
- j. DOMINGO, Miguel. Energía solar: estado actual y perspectiva inmediata.

Páginas Web

- a. SIEMENS, <http://www.energy.siemens.com/>
- b. OSINERGMIN, Sector gas natural, <http://gasnatural.osinerg.gob.pe/>
- c. SULZER, <http://www.sulzer.com/>
- d. ALSTOM, <http://www.alstom.com/>
- e. GENERAL ELECTRIC, <http://www.ge-energy.com/>
- f. INEI, <http://www.inei.gob.pe/>
- g. ISOVER, <http://www.isover.es/>
- h. MINEM, <http://www.minem.gob.pe>

3. CAPITULO VIII – PLANOS Y ANEXOS

3.1. CODIGO SCRIPT DISEÑO DE LA CENTRAL SOLAR CON HELIOSTATOS EN MATLAB R2015

```

clc
clear all
N=172; %21 de junio
%N=135; %15 de mayo
%N=152; %1 de junio
%N=166; %15 de junio
%N=182; %1 de julio
%N=196; %15 de julio
%N=213; %1 de agosto
%N=227; %15 de agosto
%N=244; %1 de septiembre
%N=258; %15 de septiembre
Ts=1:1:24;
Id=[0 0 0 0 437.1 507.9 578.7 644.7 701.3 744.8 772.1 781.4 772.1
744.8 701.3 644.7 578.7 507.9 437.1 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 381.2 456.9 532.6 603.1 663.7 710.2 739.4 749.3 739.4
710.2 663.7 603.1 532.6 456.9 381.2 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 368 437.9 507.7 572.8 628.7 671.6 698.5 707.7 698.5 671.6
628.7 572.8 507.7 437.9 368 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 434.9 505.9 576.8 642.9 699.6 743.2 770.6 779.9 770.6
743.2 699.6 642.9 576.8 505.9 434.9 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 408.6 478.6 548.5 613.7 669.6 712.6 739.6 748.8 739.6
712.6 669.6 613.7 548.5 478.6 408.6 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 440.2 514.1 588 656.8 715.9 761.2 789.7 799.5 789.7 761.2
715.9 656.8 588 514.1 440.2 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 455.7 532.1 603.4 664.6 711.5 741 751.1 741 711.5 664.6
603.4 532.1 455.7 0 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 448.7 530.9 607.5 673.3 723.8 755.5 766.3 755.5 723.8
673.3 607.5 530.9 448.7 0 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 411.7 501.1 584.4 656 710.9 745.4 757.1 745.4 710.9 656
584.4 501.1 411.7 0 0 0 0 0 0];
%Id=[0 0 0 0 398.2 495.6 586.4 664.3 724.2 761.8 774.8 761.8 724.2
664.3 586.4 495.5 398.2 0 0 0 0 0 0];
% Modelo de Spencer para el cálculo de la declinación solar
for h=1:length(Ts)
aux=N*((2*pi)/365);
delta=0.006918-0.399912*cos(aux)+0.070257*sin(aux)-
0.006758*cos(2*aux)+0.000907*sin(2*aux)-
0.002697*cos(3*aux)+0.00148*sin(3*aux);
% Ángulo horario [rad]
w=(2*pi/360)*(15*(Ts(h)-12));
% Ángulo de latitud [°]
phi_ang =37.467;
% Ángulo de latitud [rad]
phi_rad =phi_ang*2*pi/360;
% Ángulo de altitud solar [rad]
alfa=asin((sin(delta)*sin(phi_rad))+(cos(delta)*cos(w)*cos(phi_rad)));
% Ángulo cenital solar [rad]
thetaz=(pi/2)-alfa;
% Ángulo azimut solar [rad]

```

```
Adobleprima=real (acos (((sin(delta)*cos(phi_rad)-
cos(delta)*cos(w)*sin(phi_rad)))/(cos(alfa))));
% Inicio en sentido sur
if w <= 0
A =Adobleprima-pi;
elseif w > 0
A = pi-Adobleprima;

end
% Altura torre óptica [m]
THT=140;
% Altura receptores [m]
LR=10.5;
% Diámetro receptores [m]
DR=8.4;
% Potencia de receptores [Wt]
Q=120e6;
% Rendimiento receptores
nurec=0.9;
% Altura heliostatos [m]
LH=10.95;
% Área de un heliostato [m2]
AH=120;
% Relación de área de espejo en el heliostato
AmAh = 0.9583;
% Factor de seguridad entre heliostatos
ds = 0.85;
% Radio mínimo del campo de heliostatos [m]
rmin = 75;
% Factor de bloqueos
fb = 0.99;
%Factor reflectividad de espejos
fre = 0.9;
% Factor de sombras
fs=0.99;
% Factor desbordamiento de flujo
fdf=0.97;
% Factor atenuación atmosférica
faa=0.95;
% Factor de pérdidas del receptor
fpr=0.9;
% Sistema de conversión de potencia
rendconvpot=0.35;
% Potencia eléctrica neta [MWe]
potelecnet=19.9;
% Coordenadas del centro de la torre receptora
x1 = 0;
% Coordenadas del centro de la torre receptora
y1 = 0;
% Diagonal del heliostato [m]
DH = sqrt(2)*LH;
% Diagonal del heliostato considerando la distancia de seguridad [m]
DHs = (sqrt(2)+ds)*LH;
% Incremento de radio mínimo [m]
deltarmin = DHs*cos(30*(pi/180));
filas=zeros(1,33);
radio=zeros(1,33);
sumaeficiencias=0;
sumapotenciatermicanetadisponible=0;
sumapotenciatermicanetautilizada=0;
```

```

sumaexcedentepotenciatermicaneta=0;
sumapotenciaelectricanetadisponible=0;
sumapotenciaelectricanetautilizada=0;
sumaexcedentepotenciaelectricaneta=0;
sumapotenciatermicanetautilizadaparaproducirenergiaelectricas=0;
contador=0;
contador2=0;
sumapotenciatermicanetaensegundoreceptor=0;

%%% Proceso iterativo de generación del campo de heliostatos %%%%%%%%%%
for j = 1:length(filas)
% Variable auxiliar, indica cuando recalculer el ángulo azimutal
(número de heliostatos por fila)
cambio_radio = 0;
% Parámetros iniciales del primer bucle
if j == 1
% Radio inicial [m]
radio(j) = rmin;
% Incremento ángulo azimut [rad]
angulo_azimut(j) = 2*atan((DHs/2)/radio(j));
% Incremento ángulo azimut [°]
angulo_azimut_ang(j) = angulo_azimut(j)*(180/pi);
% Incremento longitud arco azimut [m]
arco_azimut(j) = angulo_azimut(j)*radio(j);
% Número de heliostatos por fila []
numhel(j) = (2*pi*radio(j))/arco_azimut(j);
% Parámetros iniciales bucles siguientes
elseif j ~= 1
% Aproximación inicial del radio [m]
radio(j)=radio(j-1)+deltarmin;
if (radio(j)*angulo_azimut(j-1) <= 2*DHs)
% Incremento ángulo azimut [rad]
angulo_azimut(j) = angulo_azimut(j-1);
% Incremento ángulo azimut [°]
angulo_azimut_ang(j) = angulo_azimut(j)*(180/pi);
% Incremento longitud arco azimut [m]
arco_azimut(j) = angulo_azimut(j)*radio(j);
% Número de heliostatos por fila []
numhel(j) = (2*pi*radio(j))/arco_azimut(j);
elseif (radio(j)*angulo_azimut(j-1) > 2*DHs)
% Variable auxiliar, indica cuando recalculer el ángulo azimutal
(número de heliostatos por fila)
cambio_radio = 1;
radio(j)=radio(j)-deltarmin+DHs;
% Incremento ángulo azimuth [rad]
angulo_azimut(j) = 2*atan((DHs/2)/radio(j));
% Incremento ángulo azimuth [°]
angulo_azimut_ang(j) = angulo_azimut(j)*(180/pi);
% Incremento longitud arco azimuth [m]
arco_azimut(j) = angulo_azimut(j)*radio(j);
% Número de heliostatos por fila
numhel(j) = (2*pi*radio(j))/arco_azimut(j);
end
end
% Colocación heliostatos en el campo con ángulo azimutal equidistante
[rad]
% Bucle inicial
if j == 1
tetha = linspace(0, (2*pi)-(angulo_azimut(j)/2), 2*floor(numhel(j)));
% Bucles siguientes

```

```

elseif j ~= 1
tetha=linspace((tetha(1)+tetha(3))/2,((tetha(1)+tetha(3))/2)+(2*pi)-(
(angulo_azimut(j)/2),2*floor(numhel(j)));
end
for i = 1:2*floor(numhel(j))
radios(i) = radio(j);
% Ángulo de incidencia de los rayos solares sobre la superficie del
heliostato [rad]
omegainc(i) = 0.5*acos(( ( (THT-(LR/2)-LH)*sin(alfa) )-(
radios(i)*sin(tetha(i))*cos(alfa)*sin(A) )-
(radios(i)*cos(tetha(i))*cos(alfa)*cos(A)))/(norm([THT-(LR/2)-
LH,radios(i)*cos(tetha(i)),radios(i)*sin(tetha(i))])));
end
% Una vez obtenidos los radios definitivos, se pasan las coordenadas
de los heliostados de coordenadas polares a cartesianas
for i = 1:2*floor(numhel(j))
% Coordenadas cartesianas de cada heliostato [m]
x(i) = -radios(i)*sin(tetha(i));
y(i) = -radios(i)*cos(tetha(i));
%Eficiencia para cada heliostato []
if Id(h)==0
eficiencia(i)=0;
potenciatermicanetadisponible(i)=0;
potenciaelectricanetadisponible(i)=0;
else
eficiencia(i) = cos(omegainc(i))*fre*fs*fb*faa*fdf*fpr;
potenciatermicanetadisponible(i)=Id(h)*AH*AmAh*eficiencia(i);
potenciaelectricanetadisponible(i)=Id(h)*AH*AmAh*eficiencia(i)*rendcon
vpot;
end
end
% Coordenadas cartesianas
sv_x = zeros(floor(numhel(j)),1);
sv_y = zeros(floor(numhel(j)),1);
% Coordenadas polares
sv_radios = zeros(floor(numhel(j)),1);
sv_tetha = zeros(floor(numhel(j)),1);
% Eficiencia
sv_efi = zeros(floor(numhel(j)),1);
% Potencia térmica neta
sv_pottermneta=zeros(floor(numhel(j)),1);
% Potencia eléctrica neta
sv_potelecnet=zeros(floor(numhel(j)),1);
% Ángulo de incidencia
sv_omegainc = zeros(floor(numhel(j)),1);
% Selección de los valores correspondientes a cada heliostato
calculado
for i = 1:floor(numhel(j))
sv_x(i) = x((i*2)-1);
sv_y(i) = y((i*2)-1);
sv_radios(i) = radios((i*2)-1);
sv_tetha(i) = tetha((i*2)-1);
sv_efi(i) = eficiencia((i*2)-1);
sv_pottermneta(i)=potenciatermicanetadisponible((i*2)-1);
sv_potelecnet(i)=potenciaelectricanetadisponible((i*2)-1);
sv_omegainc(i) = omegainc((i*2)-1);
if sumapotenciatermicanetadisponible<120e6
sumapotenciatermicanetautilizada=sumapotenciatermicanetautilizada+sv_p
ottermneta(i);
contador2=contador2+1;
elseif sumapotenciatermicanetadisponible>=120e6

```

```

sumaexcedentepotenciatermicaneta=sumaexcedentepotenciatermicaneta+sv_
ottermneta(i);
end
sumapotenciatermicanetadisponible=sumapotenciatermicanetadisponible+sv
_pottermneta(i);
if sumapotenciaelectricanetadisponible<19.9e6
sumapotenciaelectricanetautilizada=sumapotenciaelectricanetautilizada+
sv_potelecneteta(i);
sumapotenciatermicanetautilizadaparaproducirenergiaelectricasumapoten
ciatermicanetautilizadaparaproducirenergiaelectricasv_pottermneta(i);
contador=contador+1;
elseif sumapotenciaelectricanetadisponible>=19.9e6
sumaexcedentepotenciaelectricaneta=sumaexcedentepotenciaelectricaneta+
sv_potelecneteta(i);
end
sumapotenciaelectricanetadisponible=sumapotenciaelectricanetadisponibl
e+sv_potelecneteta(i);
end
% Almacenaje de coordenadas cartesianas y eficiencia de cada
heliostato
if j == 1
save_x = sv_x;
save_y = sv_y;
save_radios1 = sv_radios;
save_tetha1 = sv_tetha;
save_efi = sv_efi;
save_pottermneta=sv_pottermneta;
save_potelecneteta=sv_potelecneteta;
save_omegainc1 = sv_omegainc;
elseif j ~= 1
save_x = [save_x;sv_x];
save_y = [save_y;sv_y];
save_radios1 = [save_radios1;sv_radios];
save_tetha1 = [save_tetha1;sv_tetha];
save_efi = [save_efi;sv_efi];
save_pottermneta=[save_pottermneta;sv_pottermneta];
save_potelecneteta=[save_potelecneteta;sv_potelecneteta];
save_omegainc1 = [save_omegainc1;sv_omegainc];
end
% Reinicio de variables cartesianas
clear x;
clear y;
end
%%% Gráficas %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Gráficas 5 a 49
if Id(h)>0
figure(h); hold on;
% Punto central
plot(x1,y1,'ks');
% Eficiencia de los heliostatos
for i = 1:length(save_x);
c=linspace(0,2*pi,100);
u=save_x(i)+(DH_s/2)*cos(c(:));
v=save_y(i)+(DH_s/2)*sin(c(:));
% Colores en función de la eficiencia
if save_efi(i) >= 0.80
plot(save_x(i),save_y(i),'b. ');
plot(u,v,'b','linewidth',1);

```

```

elseif save_efi(i) >= 0.70
plot(save_x(i),save_y(i),'c. ');
plot(u,v,'c','linewidth',1);
elseif save_efi(i) >= 0.60
plot(save_x(i),save_y(i),'g. ');
plot(u,v,'g','linewidth',1);
elseif save_efi(i) >= 0.50
plot(save_x(i),save_y(i),'r. ');
plot(u,v,'r','linewidth',1);
elseif save_efi(i) >= 0.40
plot(save_x(i),save_y(i),'m. ');
plot(u,v,'m','linewidth',1);
elseif save_efi(i) >= 0.30
plot(save_x(i),save_y(i),'y. ');
plot(u,v,'y','linewidth',1);
elseif save_efi(i) >= 0.20
plot(save_x(i),save_y(i),'k. ');
plot(u,v,'k','linewidth',1);
elseif save_efi(i) >= 0
plot(save_x(i),save_y(i),'color',[0.5 0.5 0.5]);
plot(u,v,'color',[0.5 0.5 0.5],'linewidth',1);
end
end
% Textos y ejes
title('Eficiencia de los heliostatos');
xlabel('Longitud, eje oeste(-) este(+) [m]');
ylabel('Longitud, eje sur(-) norte(+) [m]');
axis equal;
axis ([-800 800 -800 800]);
figure(h+15); hold on;
% Punto central
plot(x1,y1,'ks');
for i = 1:length(save_x);
c=linspace(0,2*pi,100);
u=save_x(i)+(DHs/2)*cos(c(:));
v=save_y(i)+(DHs/2)*sin(c(:));
if i<=contador
plot(save_x(i),save_y(i),'b. ');
plot(u,v,'b','linewidth',1);
elseif i<=contador2
plot(save_x(i),save_y(i),'g. ');
plot(u,v,'g','linewidth',1);
else
plot(save_x(i),save_y(i),'r. ');
plot(u,v,'r','linewidth',1);
end
end
title('Reparto de heliostatos');
xlabel('Longitud, eje oeste(-) este(+) [m]');
ylabel('Longitud, eje sur(-) norte(+) [m]');
axis equal;
axis ([-800 800 -800 800]);
hold off;
end
% Resultados
energiatermicanetaquesepodriaaportaralassalesfundidas (h)=sumapotenciat
ermicanetadisponible*1;
energiatermicanetaaportadaalassalesfundidas (h)=sumapotenciatermicaneta
utilizada*1-
sumapotenciatermicanetautilizadaparaproducirenergiaelectrica*1;
excedenteenergiatermicaneta (h)=sumaexcedentepotenciatermicaneta*1;

```

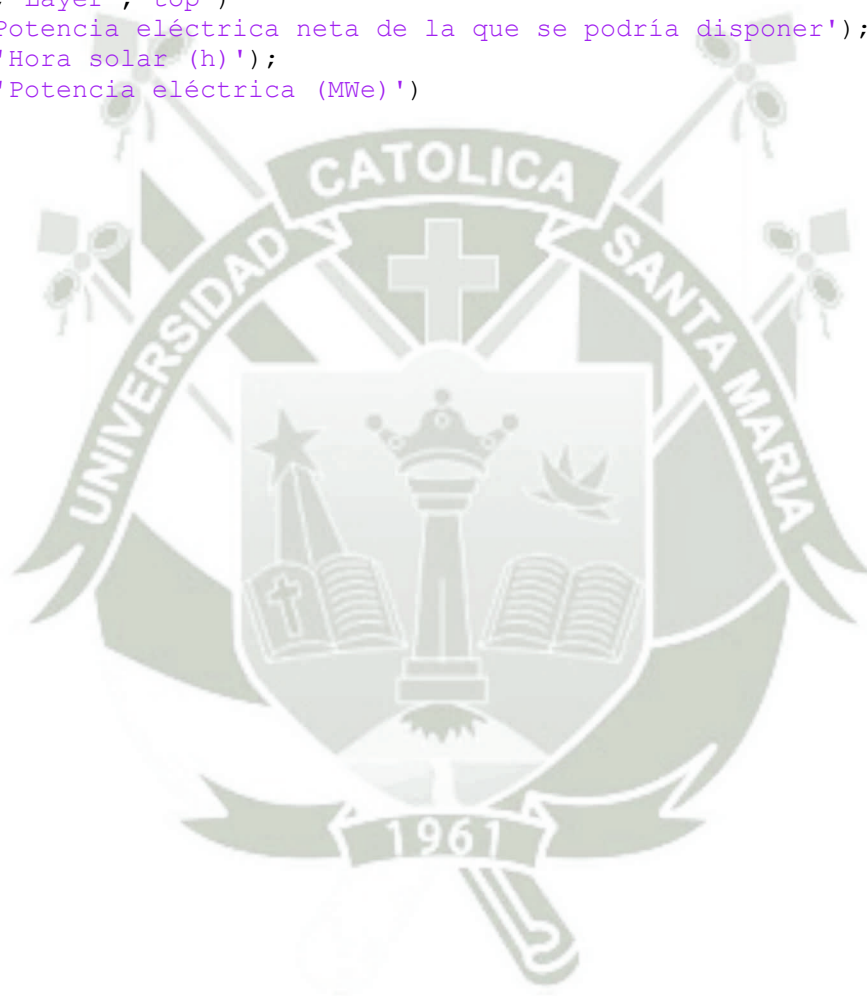
```

if Id(h)>0
heliostatosqueapuntanalreceptorprincipal(h)=contador2;
heliostatosqueapuntanalreceptor2(h)=length(save_x)-contador2;
heliostatosquecubrenlademandadelaturbina(h)=contador;
heliostatosqueaportanexcedentededeenergíaalaturbina(h)=length(save_x)-
contador;
else
heliostatosqueapuntanalreceptorprincipal(h)=0;
heliostatosqueapuntanalreceptor2(h)=0;
heliostatosquecubrenlademandadelaturbina(h)=0;
heliostatosqueaportanexcedentededeenergíaalaturbina(h)=0;
end
energíaelectricanetaaproducible(h)=sumapotenciaelectricaneta disponible*
1;
energíaelectricanetaaproducida(h)=sumapotenciaelectricanetautilizada*1;
excedenteenergíaelectricaneta(h)=sumaexcedentepotenciaelectricaneta*1;
energíatermicanetautilizadaparagenerarenergíaelectrica(h)=sumapotencia
termicanetautilizadaparaproducirenergíaelectrica*1;
% Calculo de la nueva eficiencia para los heliostatos desviados
if contador2<length(save_x)
save_radios1caso2=save_radios1(contador2+1);
save_tethalcaso2=save_tethal(contador2+1);
end
for i=contador2+2:length(save_x)
save_radios1caso2=[save_radios1caso2;save_radios1(i)];
save_tethalcaso2=[save_tethalcaso2;save_tethal(i)];
end
for k=1:length(save_x)-contador2;
omegainccaso2(k)=0.5*acos(((THT-LR-(LR/2)-LH)*sin(alfa))-
(save_radios1caso2(k)*sin(save_tethalcaso2(k))*cos(alfa)*sin(A))-
(save_radios1caso2(k)*cos(save_tethalcaso2(k))*cos(alfa)*cos(A)))/(nor
m([THT-LR-(LR/2)-
LH,save_radios1caso2(k)*cos(save_tethalcaso2(k)),save_radios1caso2(k)*
sin(save_tethalcaso2(k))])));
eficienciacaso2(k) = cos(omegainccaso2(k))*fre*fs*fb*faa*fdf*fpr;
potenciatermicanetaensegundoreceptor(k)=Id(h)*AH*AmAh*eficienciacaso2(
k);
sumapotenciatermicanetaensegundoreceptor=sumapotenciatermicanetaensegu
ndoreceptor+potenciatermicanetaensegundoreceptor(k);
end
energíatermicanetaensegundoreceptor(h)=sumapotenciatermicanetaensegund
oreceptor*1;
end
% Resultados

numerodeheliostatos=length(save_x)
energíaelectricanetaaproducibleporhoras=energíaelectricanetaaproducible
energíaelectricanetaaproducidaporhoras=energíaelectricanetaaproducida
excedenteenergíaelectricanetaaporhoras=excedenteenergíaelectricaneta
energíatermicanetaquepodriaaportaralassalesfundidasaporhoras=energíat
ermicanetaquepodriaaportaralassalesfundidas
energíatermicanetautilizadaparagenerarenergíaelectricaporhoras=energía
termicanetautilizadaparagenerarenergíaelectrica
energíatermicanetaaportadaalassalesfundidasaporhoras=energíatermicaneta
aportadaalassalesfundidas
excedenteenergíatermicanetaaporhoras=excedenteenergíatermicaneta
energíatermicanetaensegundoreceptorporhoras=energíatermicanetaensegund
oreceptor
heliostatosqueapuntanalreceptorprincipalporhoras=heliostatosqueapuntan
alreceptorprincipal

```

```
heliostatosqueapuntanalreceptor2porhoras=heliostatosqueapuntanalrecept  
or2  
heliostatosquecubrenlademandadelaturbinaporhoras=heliostatosquecubrenl  
ademandadelaturbina  
heliostatosqueaportanexcedentedeenergíaalaturbinaporhoras=heliostatosq  
ueaportanexcedentedeenergíaalaturbina  
% Gráfica 35  
figure(35); hold on;  
for m=1:24  
X(m,1)=energíaeléctricanetaaproducibleporhoras(m);  
X(m,2)=0;  
end  
bar(X,'stack');  
grid on;  
set(gca,'Layer','top')  
title('Potencia eléctrica neta de la que se podría disponer');  
xlabel('Hora solar (h)');  
ylabel('Potencia eléctrica (MWe)')
```



3.2. FECHAS TECNICAS DE LOS EQUIPOS A UTILIZAR

3.2.1. TURBINA DE GAS SIEMENS SGT6 -5000

Siemens Gas Turbine SGT6-5000F

As the heart of the SGT6-PAC 5000F, the SGT6-5000F gas turbine consists of three basic elements: axial-flow compressor, combustion system and turbine section. Incorporated into the advancements of this proven gas turbine design are features such as horizontally split casings, two-bearing rotor support, external rotor air cooler, and axial-flow exhaust.

Compressor

The compressor is a 13-stage axial-flow design, which achieves a 17 to 1 pressure ratio. The compressor is equipped with four stages of variable guide vanes to improve the low speed surge characteristics and part-load performance in combined cycle applications. The blade path design is based on an advanced three-dimensional flow field analysis computer model. Compressor vanes rows four through eight consist of mechanically assembled 60° segments while rows nine through 13 are individually removable from a T-root section of the vane carrier. One row of exit guide vanes is used to direct the flow leaving the compressor. Stationary airfoils utilize corrosion and heat resistant stainless steel throughout. All compressor rotating and stationary airfoils are coated to improve aerodynamic performance and corrosion protection. The compressor rotor is comprised of multiple discs equipped with Hirth Serrations on the single tie-bolt rotor.

Combustion system

The combustion system consists of 16 can-annular combustors. Each combustor has an air-cooled transition piece, which directs the combustion gases to the turbine blade path.

Turbine

The turbine section is comprised of four-stages, each containing a stationary and rotating row of blading. The turbine rotor, which contains the rotating blades, is constructed of four interlocking discs using Hirth Serrations on the single tie-bolt rotor.

Rotor

The rotor is a single tie-bolt comprised of multiple discs equipped with Hirth serrations for torque transmission and is supported by two tilting-pad bearings. Design features include advanced materials, coatings and cooling schemes that are implemented throughout the turbine section to yield high turbine efficiencies and maintain long turbine component life.

Rotor air cooler

A comprehensive cooling system is provided to supply cooling air to the high temperature areas of the turbine section. Rotor cooling air is extracted from the combustor shell. The air is externally cooled and introduced into the turbine section to be used for sealing purposes and to cool the appropriate rotating discs and rotating blades. This provides a blanket of protection from hot blade path gases.

In combined cycle applications, the "waste" energy removed from the cooling air is used to produce intermediate- and low-pressure steam which is introduced into the steam circuit to increase steam turbine output and cycle efficiency. Alternatively, this energy can be reclaimed for fuel heating or boiler feed water heating.

Inlet air system

A side- or top-mounted inlet duct directs airflow into the compressor inlet manifold, which is designed to provide an efficient flow pattern of air into the axial-flow compressor. A parallel-baffle silencing configuration is located in the inlet system for sound attenuation. Air filtration is provided by a two-stage pad filter as the standard arrangement. Other filter systems are also available.

Generator

The SGT6-5000F gas turbine is coupled to an open air-cooled (OAC) Siemens generator (SGen™) which is equipped with cooling air filtration, silencers, inlet and exhaust ducting, collector ring assembly, acoustical enclosure and necessary instrumentation. The isolated phase bus interfaces are near the non-drive end of the generator and the top of the enclosure. There are three main (line side) leads and three neutral leads. Internal cooling is provided via shaft-mounted blowers, which direct filtered ambient air through the generator's major internal components. Totally enclosed water-to-air-cooled (TEWAC) is available as an option.

Starting system

The Static Frequency Converter (SFC) is used for starting the gas turbine. The SFC generates a rotating magnetic field in the generator stator that interacts with the magnetic field generated by the static excitation equipment (SEE) in the generator rotor to provide the torque required to rotate the turbine. Brushless excitation is available as an option.

Figura N°1: Turbina de Gas Siemens SGT6 -5000 60 HZ

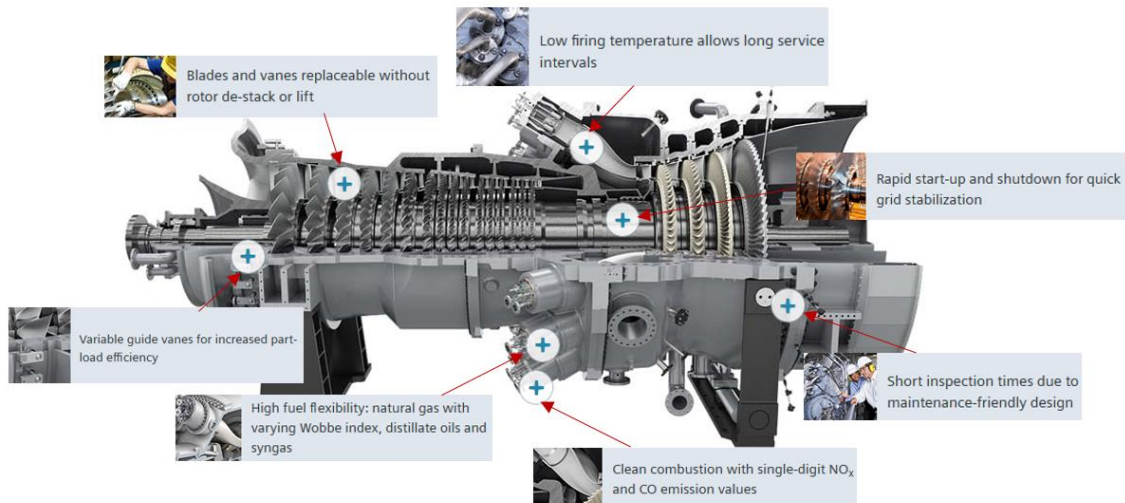
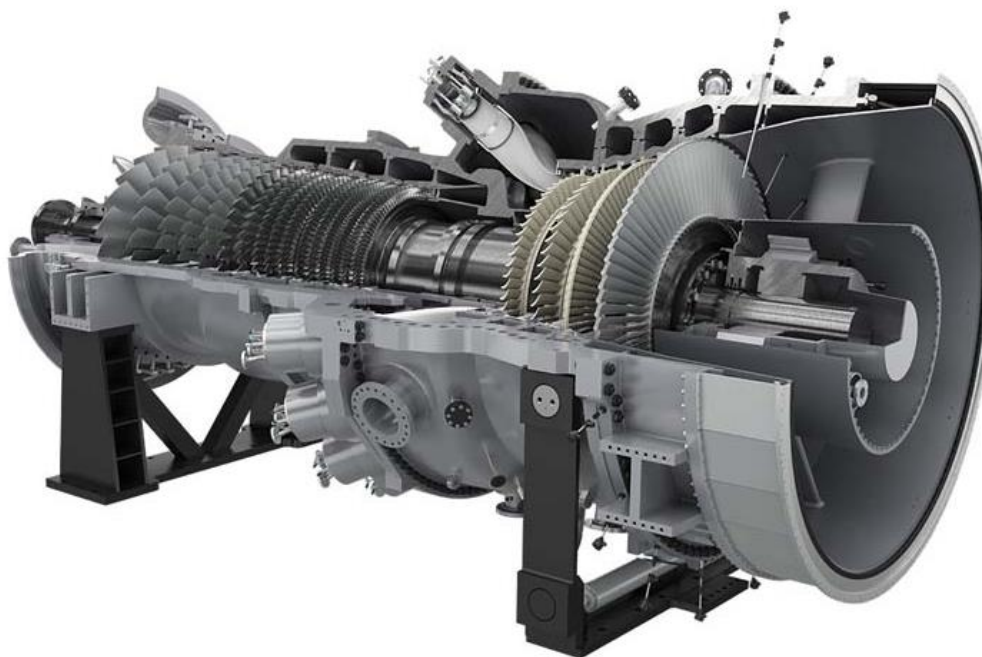
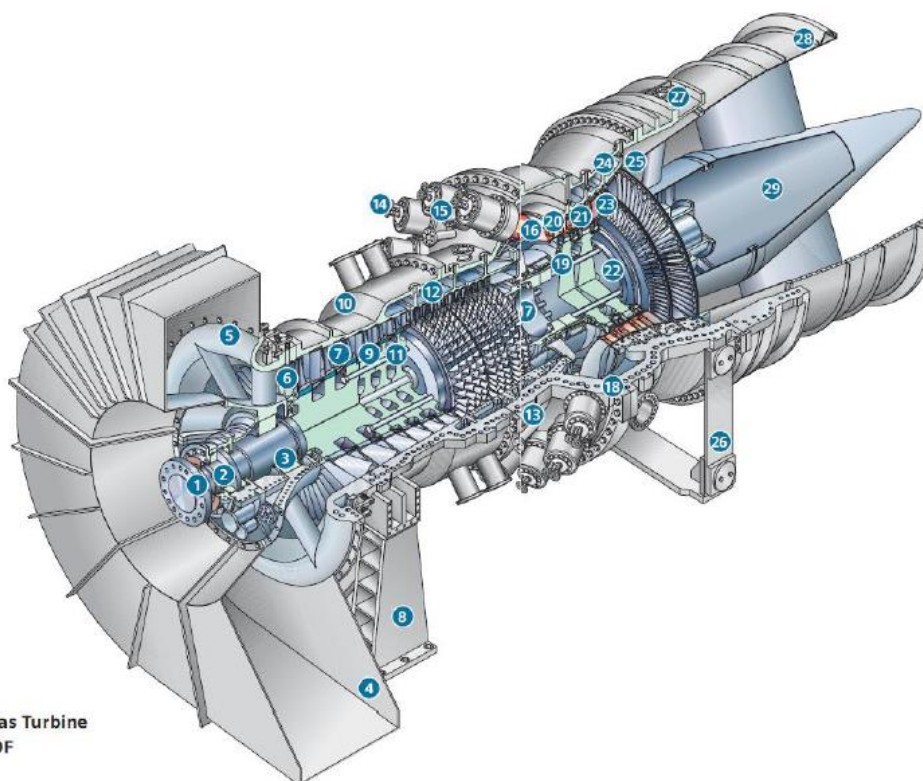


Figura N°2: 3D Turbina de Gas Siemens SGT6 -5000 60 HZ



3.2.2. COMPONENTES TURBINA DE GAS SIEMENS SGT6 -5000



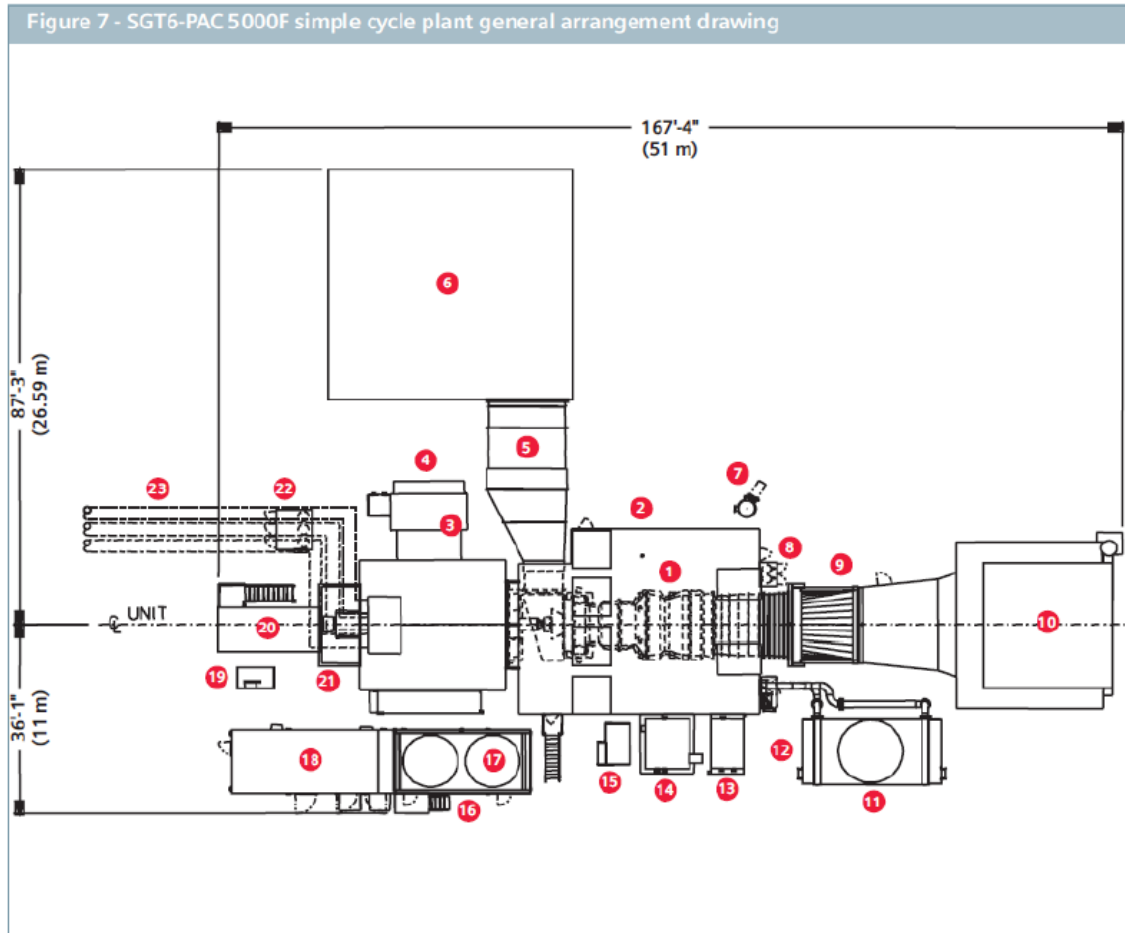
Siemens Gas Turbine
SGT6-5000F

Key:

- | | |
|--|---|
| 1. Generator coupling | 14. Fuel nozzles |
| 2. Thrust bearing | 15. Combustor baskets |
| 3. Journal bearing | 16. Combustor transitions |
| 4. Inlet air duct | 17. Torque tube/air separator |
| 5. Inlet cylinder | 18. Engine horizontal joint |
| 6. Variable inlet guide vane | 19. Turbine disc thru-bolts |
| 7. Compressor rotating blades | 20. Individual first-stage stationary vanes |
| 8. Fixed compressor end support | 21. Turbine multivane diaphragms |
| 9. Compressor diaphragms with labyrinth seals | 22. Turbine discs |
| 10. Compressor cylinder with borescope access | 23. Turbine rotating blades |
| 11. Compressor thru-bolt | 24. Turbine roll-out blade rings |
| 12. Compressor bleed manifolds | 25. Blade path thermocouples |
| 13. Compressor, combustor and turbine cylinder | 26. Flexible turbine end support |
| | 27. Exhaust expansion joint |
| | 28. Exhaust cylinder |
| | 29. Exhaust diffuser inner cone |

3.2.3. DIMENSIONES Y ARREGLO EN PLANTA TURBINA DE GAS SIEMENS

SGT6 -5000



Key:

- | | | |
|--|--------------------------------|---|
| 1. Gas turbine (GT) | 11. Rotor air cooler (fin-fan) | 21. Brushless excitation |
| 2. GT enclosure | 12. Dry chemical cabinet | 22. VT & surge cubicle |
| 3. Generator (OAC) | 13. Water injection pump skid | 23. Isolated phase bus duct (by others) |
| 4. Generator air inlet filter | 14. Fuel oil pump skid | |
| 5. Turbine air inlet duct and silencer | 15. Hydraulic supply skid | |
| 6. Turbine air inlet filter | 16. Lube oil package | |
| 7. Fuel gas main filter/separator | 17. Lube oil cooler (fin-fan) | |
| 8. FM-200® fire protection | 18. Electrical package | |
| 9. Exhaust transition | 19. Compressor wash skid | |
| 10. Exhaust stack | 20. Starting package | |

Comment: Items 13 and 14 only required with Dual Fuel.
Notes: The equipment shown is representative information. This design is subject to change at the discretion of Siemens. All dimensions shown are in feet and inches (metric).

3.3. CARACTERISTICAS TECNICAS DE LA TURBINA DE GAS SIEMENS

SGT6 -5000

SGT6-5000F	
Compressor	
Type	Axial flow
Number of stages	13
Rotor speed	3,600 rpm
Inlet guide vanes	Variable
Combustion system	
Combustors	
Type	Dry low NO _x
Configuration	Can-annular
Number	16
Fuel	Gas fuel only Gas fuel and liquid (dual fuel option) Syngas (option)
Turbine	
Number of stages	4
Drive	Cold end, direct coupled

SST6-5000	
Turbine series	Combined high-pressure/ intermediate-pressure reverse-flow (HI) modules and low-pressure (L) modules for 60 Hz
Plant type	Combined cycle power plant Coal-fired steam power plant
Output range	120 MW to 500 MW for combined cycle applications 120 to 700 MW for steam power plants
Main steam (Typical parameters)	Temperature: up to 600 °C / 1,112 °F Pressure: up to 177 bar / 2,566 psi
Reheat steam (Typical parameters)	Temperature: up to 600 °C / 1,112 °F
Exhaust areas	60 Hz: 4.4 m ² to 8.7 m ² ; 26 inches to 38 inches*

* Last blade profile length

SGen6-1000A	
Frequency	60 Hz
Power factor	0.8 to 0.9
Speed	3,600 rpm
Terminal voltage	13.8 kV to 18 kV
Efficiency	Up to 98.8%
Apparent power	165 MVA to 310 MVA
Coolant	Air, OAC (Open Air Cooling) or TEWAC (Totally Enclosed Water-to-Air Cooling)
Design	In accordance with IEC and ANSI standards
Thermal classification	Class F insulation system
Type of enclosure	Suitable for outdoor installation
Excitation	Static or brushless
Transport dimensions	Suitable for rail transport in most countries

Starting system	
Starting system	SFC (Static Frequency Converter)
Starting time to base load*	30 min (base)
Turning gear speed	120 rpm

Recommended inspection intervals		
NOTE: flexible service intervals are available with an LTSA (Long Term Service Agreement)		
Inspection type – gas fuel	Equivalent base hours	Equivalent starts
Combustor	12,500	900
Hot gas path	25,000	900
Major overhaul	50,000	1,800

*A fast start option is available to provide 150 MW in 10 minutes



SGT6-PAC 5000F

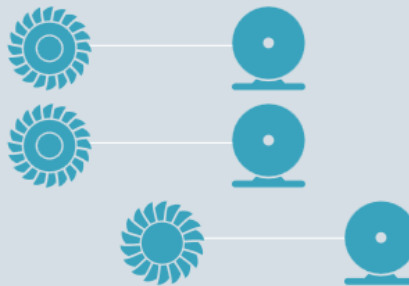


ISO conditions, net values

Configuration flexibility to meet power plant-specific needs

Power output	[MW]	242
Efficiency	[%]	39
Heat rate	[kJ/kWh]	9,231
Heat rate	[Btu/kWh]	8,749
Pressure ratio		18.9
Exhaust temperature	[°C]	~ 593
Exhaust temperature	[°F]	~ 1,100
Exhaust mass flow	[kg/s]	571
Exhaust mass flow	[lb/s]	1,260

SGT6-PAC 5000F MS 2 x 1



ISO conditions, net values

Configuration flexibility to meet power plant-specific needs

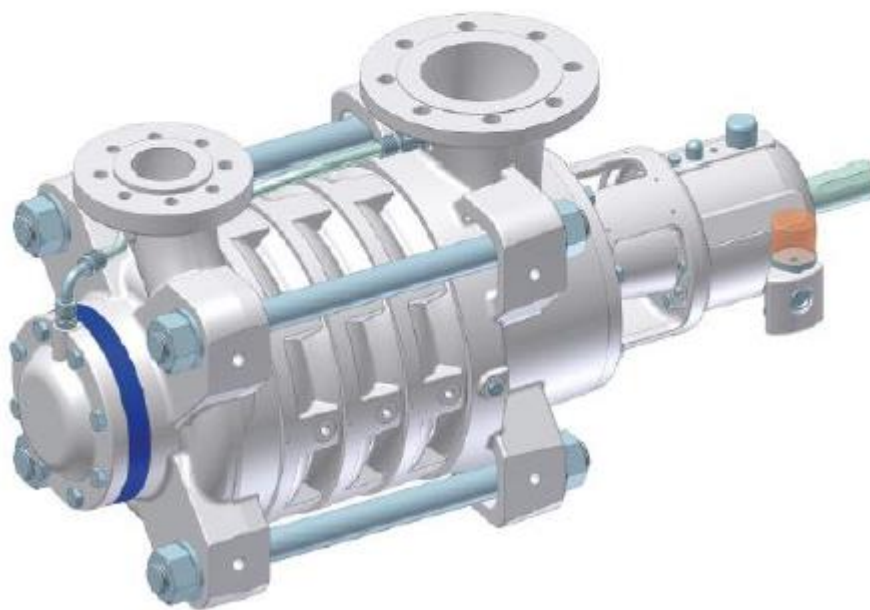
Power output	[MW]	720
Efficiency	[%]	58
Heat rate	[kJ/kWh]	6,205
Heat rate	[Btu/kWh]	5,882
Exhaust temperature	[°C]	~ 593
Exhaust temperature	[°F]	~ 1,100
Exhaust mass flow	[kg/s]	571
Exhaust mass flow	[lb/s]	1,260



3.4. BOMBAS SULZER



MBN Multistage Ring Section Pumps



The Heart of Your Process

MBN Multistage Ring Section Pumps

MBN type pumps are horizontal, radially split, ring section pumps with modular design.

They are suitable for pumping clean or slightly polluted, hot or cold, chemically neutral or aggressive liquids.

Whenever a robust pump for high pressure applications is needed, the MBN fulfills all requirements.



Materials

	60 Hz
Suction casing Stage casing Discharge casing	Chromium steel, Duplex, Superduplex
Shaft seal housing	Chromium steel, Duplex, Superduplex
Impellers	Chromium steel, Duplex, Superduplex
Shaft Shaft sleeves	Duplex, Superduplex
Bearing bracket	Cast iron



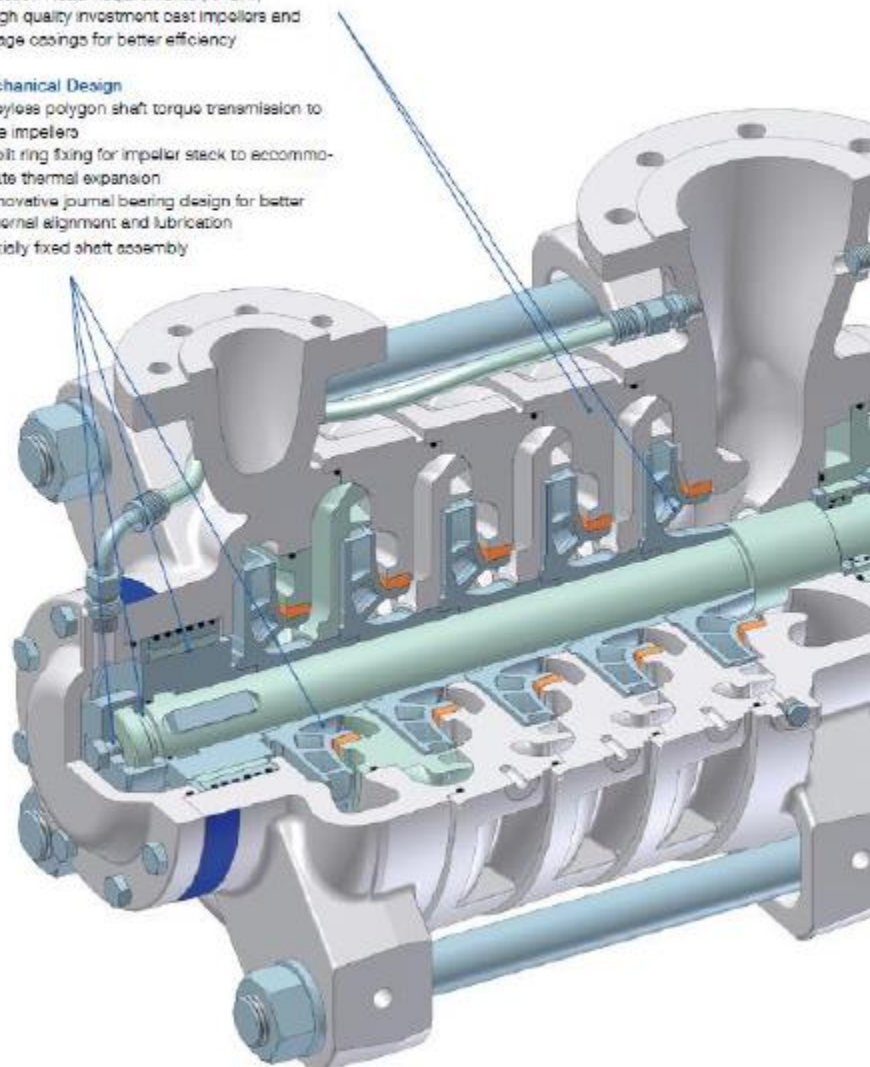
Design Features and Benefits

Hydraulics

- Special suction impeller for low Net Positive Suction Head Requirements (NPSHr)
- High quality investment cast impellers and stage casings for better efficiency

Mechanical Design

- Keyless polygon shaft torque transmission to the impellers
- Split ring fixing for impeller stack to accommodate thermal expansion
- Innovative journal bearing design for better internal alignment and lubrication
- Axially fixed shaft assembly

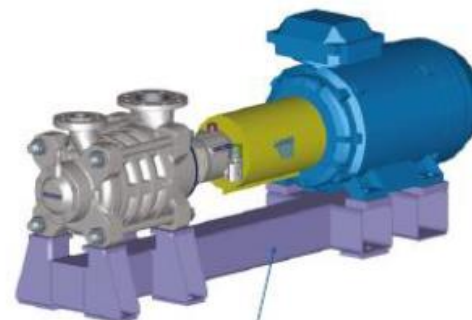
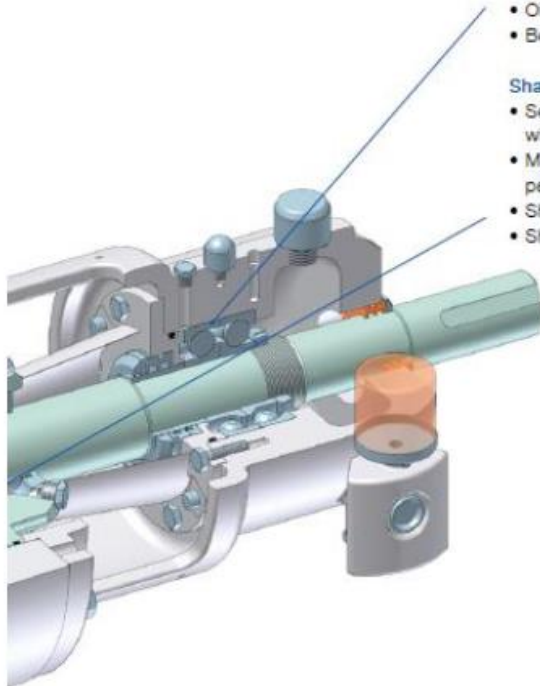


Bearing Unit

- 4 bearing units serve 6 hydraulics
- Same bearing housing for both oil and grease lubrication
- Increased oil sump for better heat dissipation
- Inpro™ metallic bearing isolators
- Constant level oiler maintains optimum oil level
- Grease lubrication for temperatures up to 120 °C (240 °F)
- Oil lubrication for temperatures up to 180 °C (350 °F)
- Bearing unit can be serviced without disassembling the pump

Shaft Sealing

- Separate seal chamber enables the seal type to be changed without having to replace the suction casing
- Mechanical seal (single and double), dynamic seal and gland packing are available
- Shaft sealing only required on the low pressure suction side
- Shaft seal can be serviced without disassembling the pump



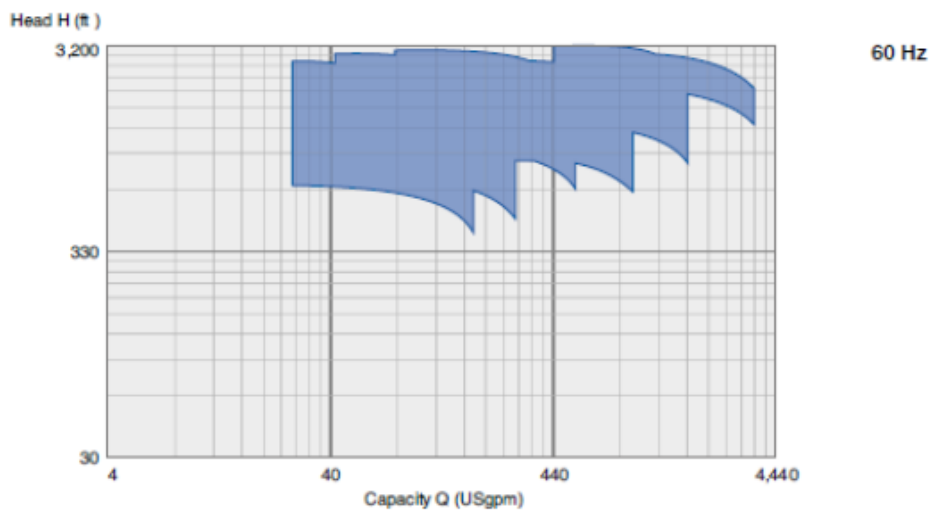
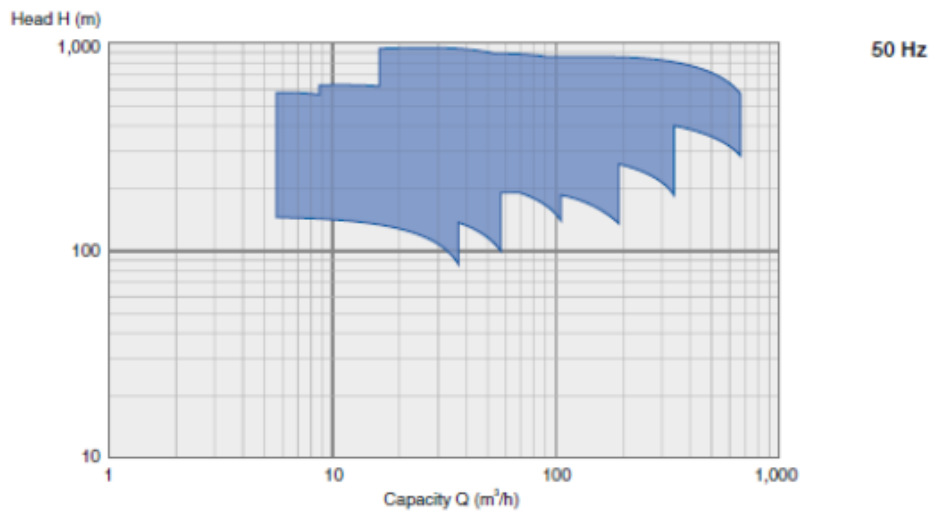
Polygon Impeller Mounting

- Allows a fast and easy mounting of the impeller on the shaft.
- Maintains straightness of the shaft
- Decreases deflection and stress points
- Eliminates the need of standard keyed design

Baseplate

- Fabricated steel, painted or hot-dip galvanized
- To be grouted at installation site

Performance Ranges



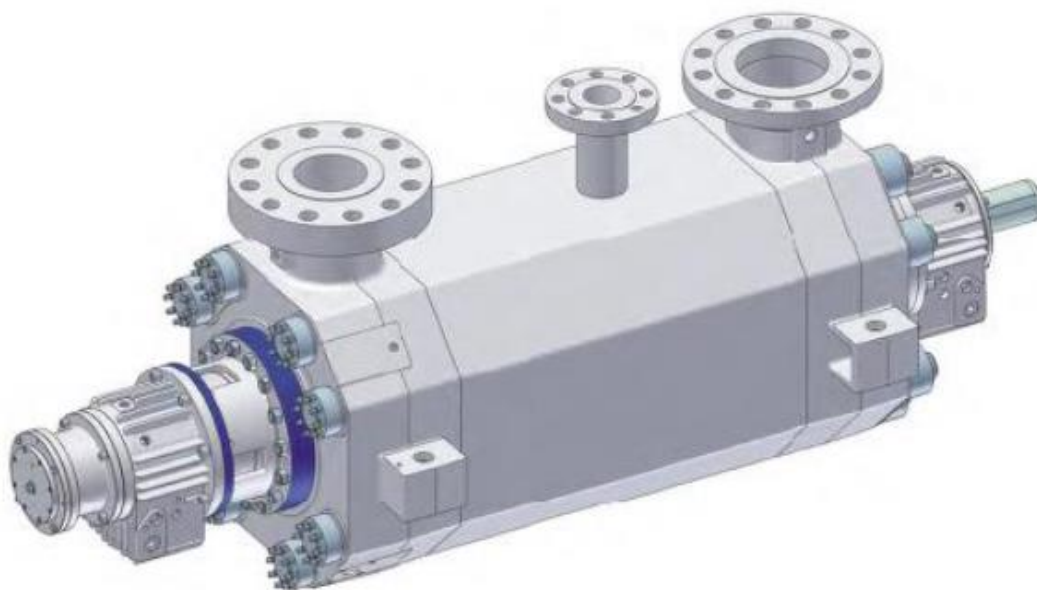
Operating Data

	50 Hz	60 Hz
Pump sizes	from 25 mm to 150 mm	from 1 to 6 inches
Capacities	up to 700 m ³ /h	up to 3,080 USgpm
Heads	up to 900 m	up 2,950 feet
Pressures	up to 100 bar	up to 1,450 psi
Temperatures	up to 180 °C	up to 350 °F

SULZER

Sulzer Pumps

MD High Pressure Stage Casing Pump



The Heart of Your Process

MD Design

The MD pump is primarily designed for power applications, especially boiler feed. Sulzer MD pumps are horizontal, radially split, centerline mounted, multistage ring section pumps. MD pumps are suitable for pumping clean or slightly polluted, hot or cold water. MD pumps are designed to operate up to 210 °C (410 °F).



MD high pressure boiler feed pump with motor

Two main designs are available:

- balance disk with self contained bearing
- balance drum with axial thrust bearing

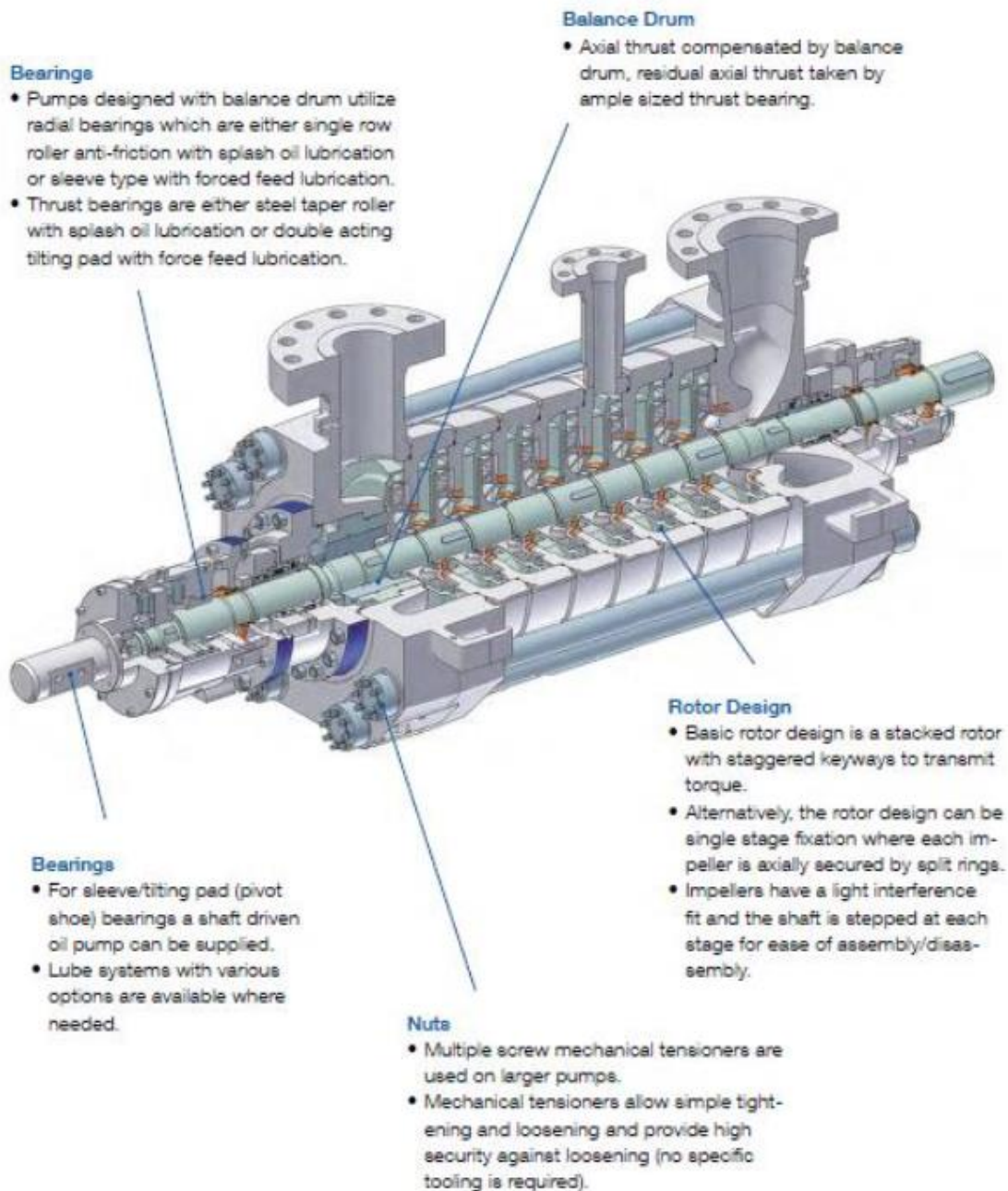
Centerline mounting is used to allow operation at high temperatures. Stage casings are held together by external tie bolts and sealed by confined o-rings.

The pump is optimized to reduce the bearing span and to assure stable dynamic performance. The 12% chrome steel material allows high corrosion resistance for boiler feed pump services. The pump is suitable for cold start without pre-warming.

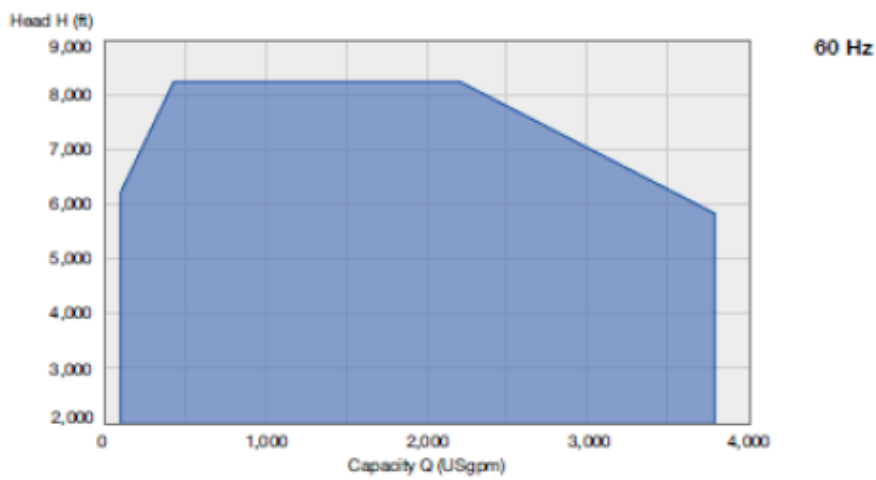
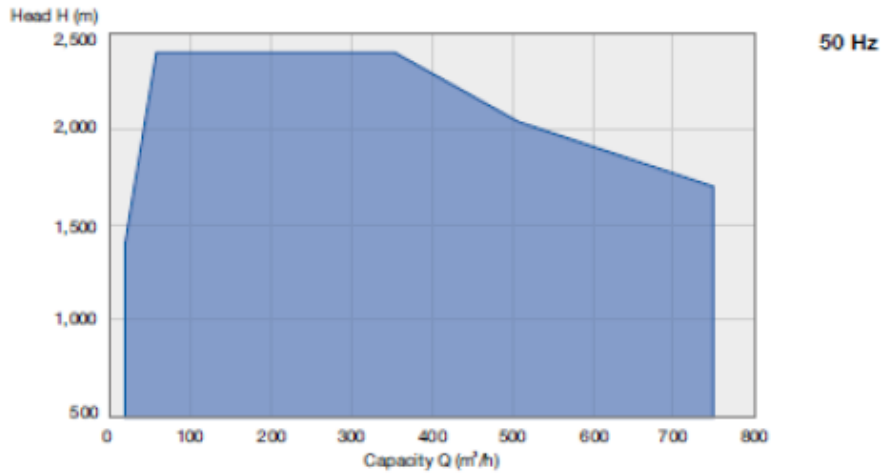


MD pump with balance disk and Permavor® lift-off device

MD Design Features and Benefits Arrangement with Balance Drum



MD Performance Ranges



Operating Data

	50 Hz	60 Hz
Pump sizes	50 to 200 mm	2 to 8 inches
Capacities	30 to 750 m ³ /h	160 to 3,800 USgpm
Heads	up to 2,400 m	up to 8,200 ft
Pressures	up to 270 bar	up to 3,900 psi
Temperatures	up to 210 °C	up to 410 °F



SJD Vertical Multistage Can Pumps for Condensate Extraction (CEP)



The Heart of Your Process

SJD (CEP) Single Suction Design Features and Benefits

Separate Fabricated Driver Stand

Allows use of one suction and discharge head per pump size—independent of motor frame or coupling spacer lengths.

Shaft Sealing

Accomplished by single or dual mechanical (back-to-back) cartridge seal. Removable seal housing allows servicing throttle bushing without removing the head.

Cast Suction and Discharge Head

Designed with 150# suction flange and 300# discharge flange as standard. Fabricated version available.

Flanged Fabricated Column Pipes

Designed with bolted joint flange and sealed o-ring. Provide adequate sealing without overstressing the bolts.

Bearing Bushings

Product lubricated bearings are carbon graphite. Provide for long maintenance-free periods; located in all bearing spiders and bowls.

First Stage Single Suction Impeller

Provides high suction specific speed with a low and flat NPSHr curve. This overhung impeller provides high first stage head.

Dual Wear Ring Surface

Provides replaceable wear surface for all impellers and bowls.

Vertical Solid Shaft Motor

Without thrust bearing IEC "D" Base. NEMA motors with axial thrust bearing are optional.

Flexible Coupling with Spacer

Allows servicing the thrust bearing and mechanical seal as needed. Rigid (Flanged Adjustable Coupling) is optional when the axial thrust bearing is located in the driver.

Axial Thrust Bearing

Located in the pump (on suction and discharge head), sized to handle the axial thrust during start-up and normal operation. Axial thrust bearing located in the driver is optional.

Drop-In Bearing Spider

Designed with an offset to allow re-use of the same shaft by flipping the spider over.

Fabricated Baseplate

Is optional.

Sleeve Intermediate Coupling

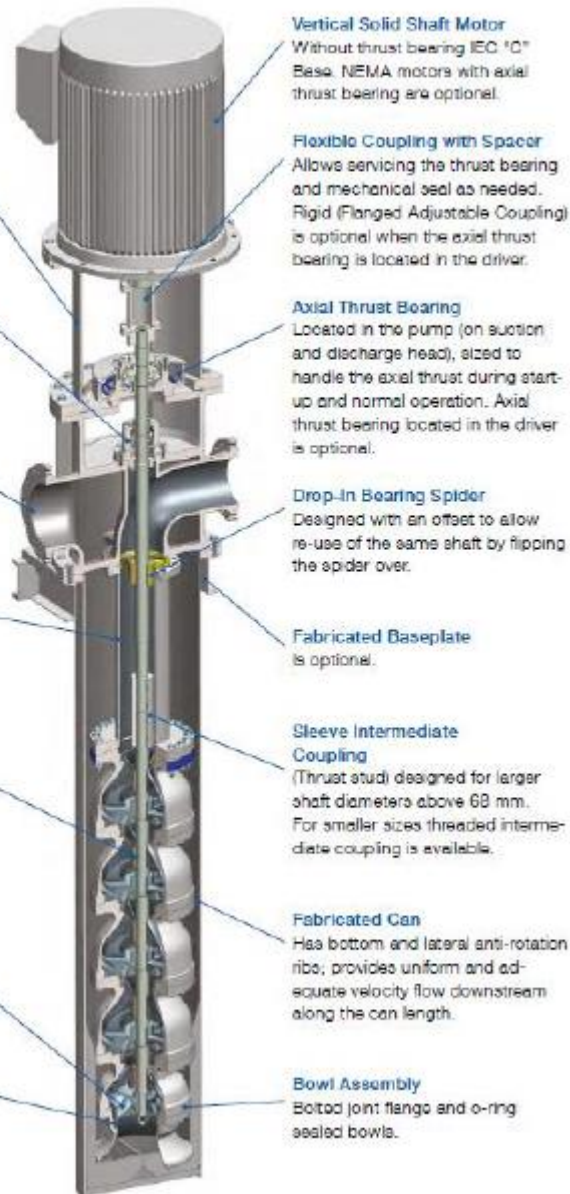
(Thrust stud) designed for larger shaft diameters above 68 mm. For smaller sizes threaded intermediate coupling is available.

Fabricated Can

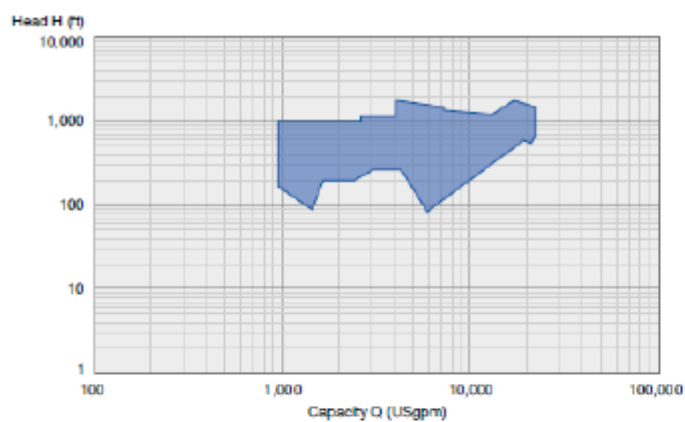
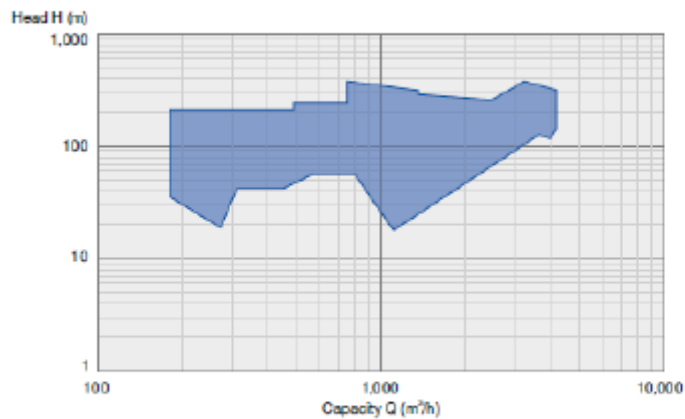
Has bottom and lateral anti-rotation ribs; provides uniform and adequate velocity flow downstream along the can length.

Bowl Assembly

Bolted joint flange and o-ring sealed bowls.



SJD (CEP) Performance Ranges

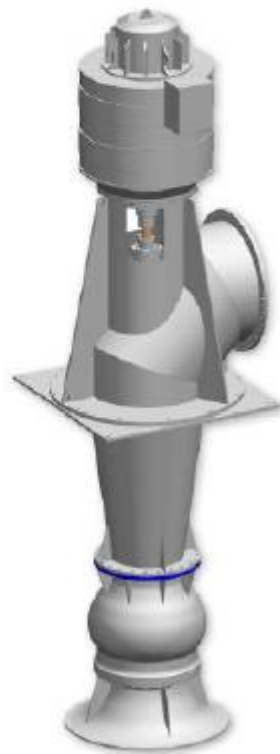


Operating Data

	50 Hz	60 Hz
Capacities	up to 5,000 m ³ /h	up to 22,000 USGpm
Heads	up to 550 m	up to 1,800 feet
Suction pressures	up to 4 bar	up to 58 psi
Max. operating pressures	up to 94 bar	up to 1,380 psi
Temperatures	up to 100 °C	up to 212 °F



SJT Vertical Turbine Pumps



The Heart of Your Process

SJT Design Features and Benefits

Headshaft

Precision machined and sized for the application power input. Drive couplings connect headshaft with a vertical solid shaft motor.

Pumpshaft

The shaft is tailor-made to the service needs and sized individually for each installation; sized for maximum torque. A stepped shaft with sleeves can be supplied.

Bowl Bearings

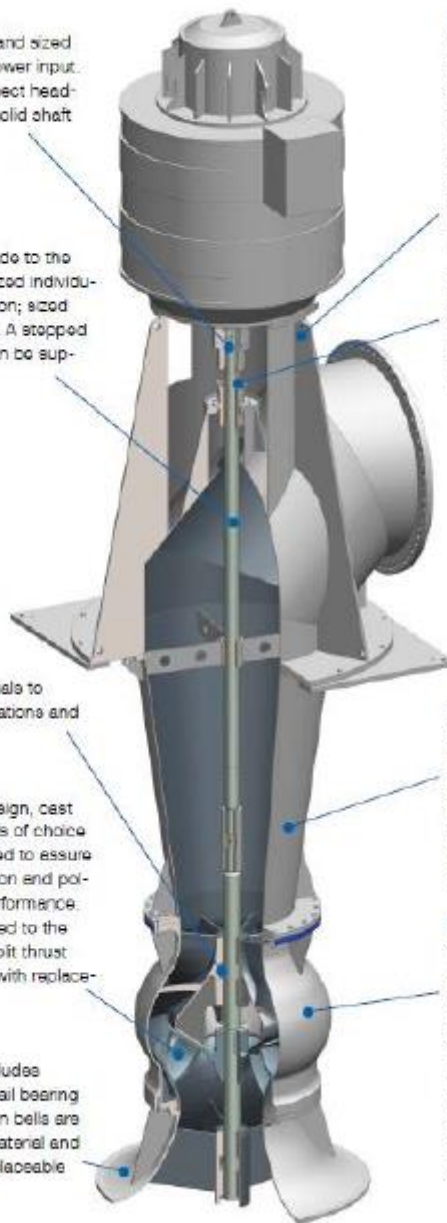
Bowls can be fitted with rubber, metal or dual (rubber and metal) bearings of many different materials to meet required applications and specifications.

Impeller

Impeller is closed design, cast from various materials of choice for versatility, balanced to ensure vibration-free operation and polished to optimize performance. The impeller is secured to the shaft by a key and split thrust ring and is available with replaceable wear rings.

Suction Bell

Each suction bell includes anti-vortex ribs and tail bearing bushings. The suction bells are standard cast iron material and are available with replaceable wear rings.



Discharge Head

An above ground discharge head is standard. The integral driver stand allows easy access to removable packing/seal box and coupling. Each standardized discharge elbow comes with a segmented bend / motor stool and utilizes a stuffing box designed to accommodate various mechanical seals.

Shaft Seal

A packed stuffing box is provided for reliable sealing and easy maintenance. Mechanical seals can be provided.

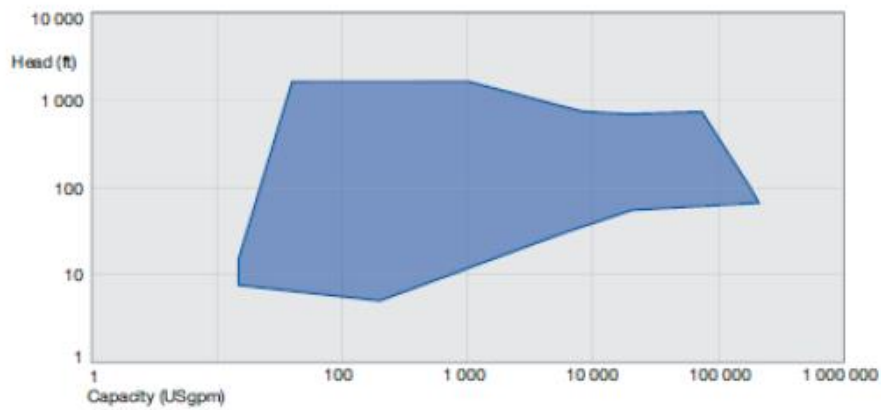
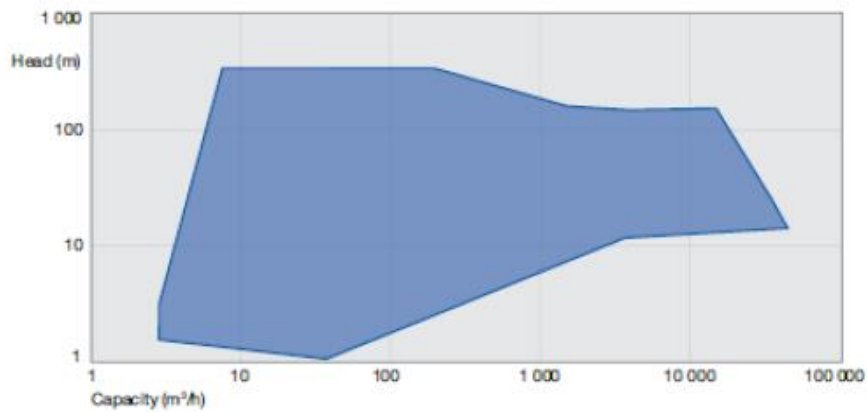
Column Assembly

Column pipes are flanged. Line shafts are connected by split ring, key and sleeve couplings. Line shaft bearings are replaceable. Column assemblies have integral spiders for column diameter above 14".

Bowl

The SJT bowl design combines the energy conversion and diffusion of the intermediate bowl and discharge case in one single casing. This reduces the required components and allows for a direct connection to the column pipe. Bowls are standard cast iron material and are available with replaceable wear rings.

SJT Performance Ranges



Operating Data

	SJT 50 Hz	SJT 60 Hz
Pump sizes	150 to 3,000 mm	6 to 120 inches
Capacities	9 to 55,000 m ³ /h	40 to 240,000 USgpm
Heads	up to 115 m per stage	up to 380 feet per stage
Pressures	up to 40 bar	up to 600 psi
Temperatures	up to 230 °C	up to 450 °F

3.5. SALES TERMO-SOLARES FUNDIDAS DE SQM

Las Sales Termo-Solares Fundidas de SQM se pueden usar en un rango de temperatura de 260 ° C (500 ° F) a aproximadamente 621 ° C (1150 ° F). A medida que la temperatura disminuye, las sales comienzan a cristalizar a 238 ° C y solidifican a 221 ° C. Techo de fusión (basado en el promedio de calor de fusión de cada componente): $h_{sl} = 161 \text{ kJ / kg}$. Cambio en la densidad después de la fusión: $\Delta V / V_{solid} = 4,6\% \Rightarrow V_{liquid} = 1,046 V_{solid}$

Propiedades térmicas y fluidas de la mezcla de sales termo-solares fundidas (60% NaNO₃ + 40% KNO₃) en función de la temperatura.

Figura N°7.1: Propiedades de la sal Fundida para diferentes Temperaturas en el sistema
Ingles

Temp. (°F)	Density (lb _m /ft ³)	Specific Heat (Btu/lb _m ·F)	Absolute Viscosity (lb _m /ft·hr)	Thermal Conductivity (Btu/hr·ft·F)
500	120.10	0.356	10.506	0.285
550	118.98	0.358	8.607	0.288
600	117.87	0.359	7.085	0.291
650	116.76	0.360	5.894	0.294
700	115.65	0.361	4.987	0.297
750	114.54	0.362	4.320	0.300
800	113.43	0.363	3.845	0.303
850	112.32	0.364	3.518	0.307
900	111.21	0.366	3.291	0.310
950	110.10	0.367	3.121	0.313
1000	108.99	0.368	2.960	0.316
1050	107.88	0.369	2.762	0.319
1100	106.77	0.370	2.483	0.322

Figura N°7.2: Propiedades de la sal Fundida para diferentes Temperaturas en el sistema
Internacional

Temp. (°C)	Density (kg/m ³)	Specific Heat (Joule/kg °C)	Absolute Viscosity (mPa·sec)	Thermal Conductivity (W/m·c)
260	1924.64	1488	4.343	0.492
288	1906.97	1492	3.558	0.498
316	1889.31	1497	2.929	0.503
343	1871.64	1502	2.436	0.508
371	1853.97	1507	2.062	0.514
399	1836.31	1512	1.786	0.519
427	1818.64	1516	1.589	0.524
454	1800.97	1521	1.454	0.529
482	1783.31	1526	1.361	0.535
510	1765.64	1531	1.290	0.540
538	1747.97	1535	1.223	0.545
566	1730.31	1540	1.142	0.550
593	1712.64	1545	1.026	0.556

Figura N°7.3: Propiedades de la sal Fundida

Property formulas of fluid Nitrate Salts as a function of temperature between 300 °C (570 °F) and 600 °C (1110 °F).

Density
 ρ (lbm/ft³) = 131.2 - 0.02221 x T (°F)
 ρ (kg/m³) = 2090 - 0.636 x T (°C)

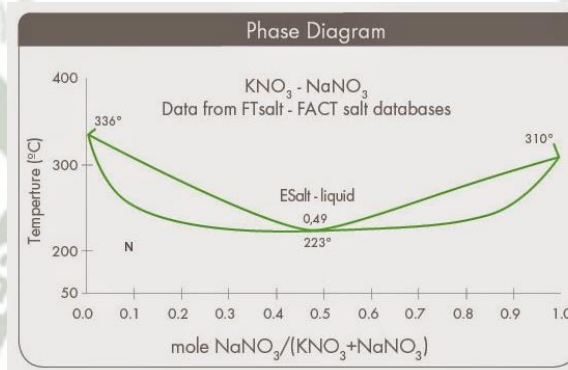
Cp (Btu/lbm-F) = 0.345 + (2.28 x 10⁻⁵) x T (°F)
 Cp (J/kg-°C) = 1.443 + 0.172 x T (°C)

Absolute Viscosity
 μ (lbm/ft-hr) = 60.28440 - 0.17236 x T (°F) + (1.76176 x 10⁻⁴) x (T (°F))² - (6.11408 x 10⁻⁸) x (T (°F))³
 μ (mPa-sec) = 22.714 - 0.120 x T (°C) + 2.281 x 10⁻⁴ x (T (°C))² - 1.474 x 10⁻⁷ x (T (°C))³

Thermal Conductivity
 k (Btu/hr-ft-°F) = 0.253208 + 6.26984 x 10⁻⁵ x T (°F)
 k (W/m-°C) = 0.443 + 1.9 x 10⁻⁴ x T (°C)

Fuente: www.sqm.com

Figura N°7.4: Diagrama de fases de la sal Fundida



Fuente: www.sqm.com

Figura N°7.5: Composición de los tipos de sal fundida

Properties of Solid Salts.

Absolute Density (ρ) at ambient temperature.

NaNO ₃	2260 kg/m ³
KNO ₃	2190 kg/m ³

Heat Capacitance (Cp) near the melting point.

NaNO ₃	37.0 cal/°C-mol = 1820 J/kg - °C
KNO ₃	28.0 cal/°C-mol = 1160 J/kg - °C

Fuente: www.sqm.com

SQM ofrece a la industria CSP calidades de Nitrato de Sodio y Nitrato de Potasio de alta calidad para satisfacer los requisitos específicos de cada desarrollador de plantas de energía CSP. La composición de estas calidades se describe en las hojas de especificaciones individuales y se resume en el cuadro que se muestra a continuación.

Figura N°7.6: Composición de los tipos de sal fundida

Parameters		Units		Thermo-Solar Grade Products	
				NaNO ₃ Refined	KNO ₃ Refined
Purity	NaNO ₃ /KNO ₃	%	min	99.5	99.6
Total Chlorine (1)	as Cl	%	max	0.1	0.10
Chlorine	Cl	%	max	0.08	0.10
			typical	0.05	0.05
Perchlorate	ClO ₄	%	max	0.035	0.01
Magnesium	Mg	%	max	0.02	0.01
Nitrite	NO ₂	%	max	0.02	0.02
Sulphate	SO ₄	%	max	0.10	0.05
Carbonate	CO ₃	%	max	0.10	0.02
Hydroxil	OH	%	max	0.05	0.05
Moisture (2)	H ₂ O	%	max	0.1	0.1

Fuente: www.sqm.com

3.6. COMPORTAMIENTO DE LAS SALES SOLARES FRENTE A LA CORROSIÓN

Las sales termo-solares han dado resultados positivos en la corrosión ya hace muchos años durante el proyecto Solar Two. En las mediciones más recientes, Sandia National Laboratories en Estados Unidos ha concluido que a 600 ° C la temperatura de la sal fundida a granel, la tasa de corrosión variaba en promedio menos de 16,5 micras de pérdida de metal por año para 13 aleaciones diferentes después de 3000 horas de pruebas) con una sola aleación superior a 25 micras. La mayoría de las aplicaciones industriales calificarían eso como funcionamiento excelente de la corrosión. En la siguiente tabla se muestra los resultados obtenidos extraídos de este informe. (ref. SAND 2013-2526, marzo de 2013).

Figura N°7.7: Comportamiento de las sales frente a la Corrosión

Alloy	Alloy Density [g/cm ³]	Descaled Loss* [mg/cm ²]	Metal Loss* [µm/year]
321SS	7.94	4.59	15.9
347SS	8.03	2.59	10.4
253MA	7.8	10.31	38.6
HA556	8.23	5.9	20.8
RA330	8.22	4.8	16.2
S35140	7.96	2.4	8.8
332Mo	8.13	3.4	12.2
HR120	8.07	4.97	18
HR224	8 ^o	2.27	8.3
HA230	8.97	7.25	23.6
HA214	8.05	1.56	5.7
In625	8.44	4.86	16.8
HA242	9.05	5.88	18.98

Fuente: www.sqm.com

3.7. CATALOGO DE HELIOSTATOS

SolarPACES

TECHNICAL REPORT
No. III - 1/00

Catalog of Solar Heliostats

June, 2000

**IEA-Solar Power and Chemical Energy Systems
Task III: Solar Technology and Applications**

Heliostats

WHAT ARE HELIOSTATS?

Heliostats provide the *fuel* for a power tower (sometimes referred to as a central receiver) power plant. Heliostats are named helio for sun and stat for the fact that the reflected solar image is maintained at a fixed position over the course of the day. They are nearly flat mirrors (some curvature is required to focus the sun's image) that collect and concentrate the solar energy on a tower-mounted receiver located 100 to 1000 meters distant. Figure 1 is a photograph of the power tower at Solar Two in Barstow, CA.



Figure 1. The Solar Power Tower at Barstow, CA

To maintain the sun's image on the solar receiver, heliostats must at all times track a point in the sky that is midway between the sun and the receiver. The solar energy is collected at the receiver and delivered to a storage system or used directly to generate steam and power a conventional turbine generator. In Figure 1, the receiver is the small cylinder at the top of the tower. On top of the receiver is a crane used for its installation and maintenance. The bright white areas immediately above and below the receiver are the insulated headers, and the large trapezoidal areas below the receiver are targets that are used to align the glass facets of the heliostats. The light areas in the sky on either side of the receiver are the stand-by positions where heliostats are focused before tracking onto the receiver. The structures on the ground around the tower are the heliostats.

Studies have shown that a 100 MW power tower would require nearly one million square meters of glass heliostats, corresponding to approximately 10,000, 100-m² heliostats. The heliostats represent 40% to 50% of the cost of a power tower, so they

must be relatively low cost in order for cost of power from the plant to compete with that of fossil fuels.

WHAT ARE THE COMPONENT PARTS OF A HELIOSTAT?

The major components of a heliostat are shown in Figure 2 and described briefly below. These components are the mirror assemblies (typically glass and metal), the support structure, the pedestal and foundation, the tracking control system, and the drives.

The mirror surfaces of state-of-the-art heliostats are made with thin silvered glass, which may or may not have a low iron content for enhanced reflection. Aluminum and silver polymer films have been under development for solar applications for some time, but these materials have not yet demonstrated the ability to survive the 20 to 25 years required for power plant applications. In order to provide the proper contour for the optical surface and for attachment to the support structure, the glass may be bonded or otherwise attached to a metal, honeycomb or slumped-glass substrate that has been "shaped" to the proper curvature.

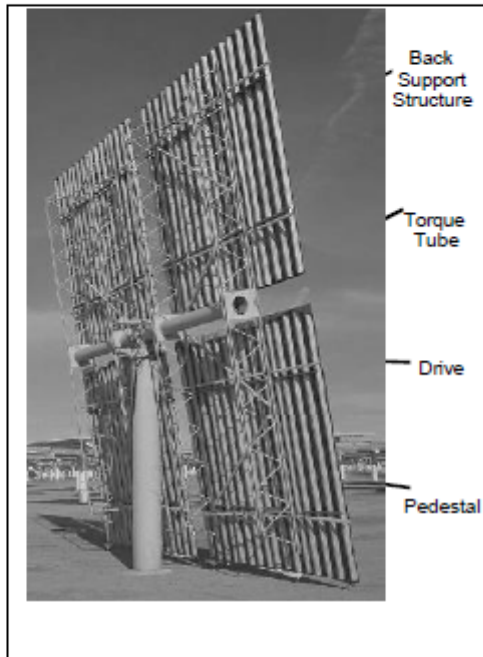
The optical element support structure positions the mirrors accurately and carries the weight of the structure and wind loads through the drives to ground.

For a heliostat, it is important that the mirror facets be located relative to one another so that each of their images is focused on the receiver at the top of the tower. The major issues that the heliostat designer must confront are the two requirements, e.g. maintaining mirror alignment and providing structural strength to carry wind loads through the structure to ground.

By far the most common type of ground support for solar concentrators is the poured-in-place tubular pedestal. This is not the only type of tracking structure that has been used for heliostats, however. Alidade-type structures with pintel bearings and polar tracking structures have also been used (refer to the ASM 150 m² heliostat design).

Tracking controls are the electronics and control algorithms that are used to provide the signals to the drive motors for maintaining the position of the concentrator relative to the sun. Heliostats must always track a point in the sky that is located midway between the receiver and the sun in order to reflect their images onto the receiver.

The concentrator drive causes the heliostat to track across the sky in two axes, azimuth and elevation, to maintain the sun's image at a predetermined location on the tower. The drive not only provide the tracking but it also must carry the weight of the concentrator and any wind loads to ground through the pedestal and foundation.



What is the cost of a heliostat?

Power towers must have low capital and operations and maintenance costs in order to compete with the relatively low cost electrical power produced from the combustion of fossil fuels. The heliostats currently represent 40 – 50% of the capital cost of a central receiver power plant. The relative fraction of the total cost of a heliostat of its major components is shown in Table 1. below.

Table 1. Concentrator Costs

<u>Component</u>	<u>% of Cost</u>
Az and El Drives	30 - 35 %
Mirror Assemblies	25 - 30%
Structural Support	15 - 20%
Assembly and Install	10 - 15%
Pedestal and Foundation	10 - 15%
Controls	5 - 10%

In mass production, the cost of a 100 m² heliostat or dish is projected to be from \$12,000 to \$15,000.

Guidance to readers of this catalog.

The heliostat designs presented in this document are at various stages of development. Most of them are prototypes and, as such, have been tested but have not been deployed and operated for long periods of time. Also, designs and costs change quickly, so if you are interested in the most up to date information, we strongly recommend that you contact the manufacturers.



Colon 70 Heliostat

1. Name/Model Number of the Heliostat	Colon 70
2. Manufacturer	Inabensa, Instalaciones Abengoa, S.A.
3. Contact	Rafael Osuna Gonzalez-Aguilar
4. Address	C/ Manuel Velasco Pando 7
5.	41007 Sevilla
6.	SPAIN
7. Telephone	34 954 93 60 00
FAX	34 954 93 60 15
Email	rosuna@inabensa.abengoa.com
8. Physical Data	
9. Number heliostats built	1
10. Date of current design	1997
11. Area (h, w) in meters	H7.82m x W9.04m
12. Facet (size, number)	Facets = H1.1m x W3m = 3.3 m ² N° Facets = H7 x W3 =21 Reflective Surface = 21 x 3.3 m ² = 69.3 m ²
13. Facet Construction	Mirror fixed to steel frame with steel nails on a facets jig table
14. Glass (size of lights)	H1.1m x W3m x 4mm Pilkington / Cristaleria Española
15. Reflectivity	0.93 / 0.92 measured with a bidirectional reflectometer
16. Azimuth drive	Winsmith, worm-gear
17. Elevation drive	Winsmith, worm-gear
18. Drive ratios (AZ/EL)	Az 1:18000 & El 1:18000
19. Controller Type	CIEMAT hardware/software & master/local controllers
20. Pedestal Type	Steel tube 0.5 m Ø
21. Weight (w/o fndat) kg	4000 kg without foundations
22. Other Information	
23. Performance	
24. Where were tests done?	Wind Tunnel. Test Facility Installation at Plataforma Solar de Almeria
25. Types of tests?	Mechanical & Optical
26. Descriptions	Simulations in Wind Tunnel. Real performance at Test Facility during two years
27. Wind perform	Ok
28. Elev/Az perform	Ok
29. Other test results	Ok
30. Heliost slope error (mr)	2.8 mrad (beam) 1.4mrad (normal)
31. Heliostat costs	
32. Cost by component (facets, facets suppts., elev. Drive, azimuth drive, pedestal, control, etc.) in %	Mirror 5% Frame 10% Structure 25% Drives 50% Pedestal 5% Control system 5%
33. Heliostat costs (build)	
34. i.e 1/yr	380 \$/m ²
35. 100/yr	220 \$/m ²
36. 1000/yr	130 \$/m ²
37. /yr	
38. /yr	
39. Photograph of heliostat	Please provide an electronic photograph of your heliostat.
40. Critical Cost Issues	



Figure 3. Front View of the Colon 70 Heliostat on test at the PSA in Almeria, Spain



Figure 4. Back structure of the Colon 70 heliostat with image shown on tower.

PSI 120 Heliostat

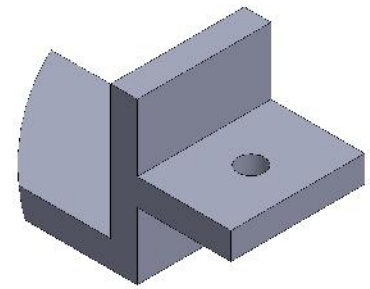
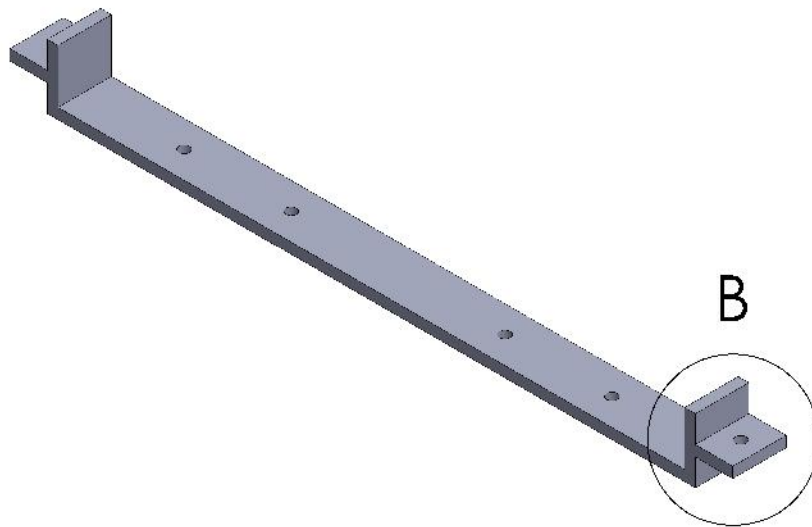
1.	Name/Model Number of the Heliostat	PSI 120
2.	Manufacturer	Inabensa, Instalaciones Abengoa, S.A.
3.	Contact	Rafael Osuna Gonzalez-Aguilar
4.	Address	C/ Manuel Velasco Pando 7
5.		41007 Sevilla
6.		SPAIN
7.	Telephone	+34 954 93 60 00
	FAX	+34 954 93 60 15
	Email	rosuna@inabensa.abengoa.com
8.	Physical Data	
9.	Number heliostats built	1
10.	Date of current design	1996
11.	Area (h, w) in meters	H10.06m x W12.08m
12.	Facet (size, number)	Facets = H1.1m x W3m = 3.3 m ² N° Facets = (H0 x W4) +1 =37 Reflective Surface = 37 x 3.3 m ² = 122.1 m ²
13.	Facet Construction	Mirror fixed to steel frame with steel nails on a facets jig table
14.	Glass (size of lights)	H1.1m x W3m x 4mm Pilkington / Cristalería Española
15.	Reflectivity	0.93 / 0.92 measured with a reflectometer
16.	Azimuth drive	Pujol Muntalá, worm-gear
17.	Elevation drive	Pujol Muntalá, worm-gear
18.	Drive ratios (AZ/EL)	Az 1:36000 & El 1:36000
19.	Controller Type	Paul Scherrer Institut hardware/software & master/local controllers
20.	Pedestal Type	Steel tube 0.6 m Ø
21.	Weight (w/o fndat) kg	6500 kg without foundation
22.	Other Information	
23.	Performance	
24.	Where were tests done?	Wind Tunnel & Test Facility installation
25.	Types of tests?	Mechanical & Optical
26.	Descriptions	Simulations in Wind Tunnel. Real performance at PSITest Facility during two years
27.	Wind perform	Ok
28.	Elev/Az perform	Ok
29.	Other test results	Ok
30.	Heliost slope error (mr)	3.0 mrad beam (flat facets)
31.	Heliostat costs	
32.	Cost by component (facets, facets suppts., elev. Drive, azimuth drive, pedestal, control, etc.) in %	Mirror 5% Frame 10% Structure 25% Drives 50% Pedestal 5% Control system 5%
33.	Heliostat costs (build)	
34.	ie 1/yr	475 \$/m ²
35.	100/yr	230 \$/m ²
36.	1000/yr	150 \$/m ²
37.	/yr	
38.	/yr	
39.	Photograph of heliostat	Please provide an electronic photograph of your heliostat.
40.	Critical Cost Issues	



Figure 6. Front view of the PSI 120 heliostat.

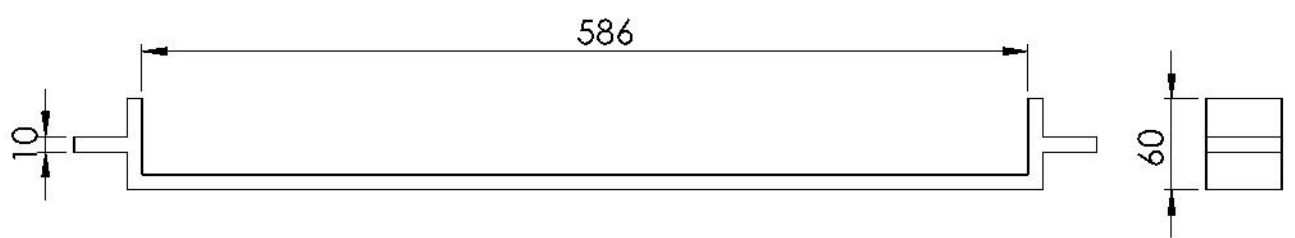
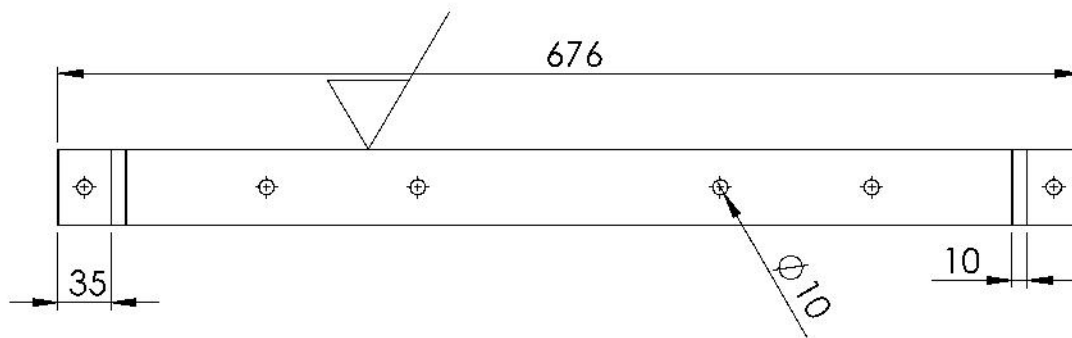


Figure 7. Back view of the PSI 120 heliostat.

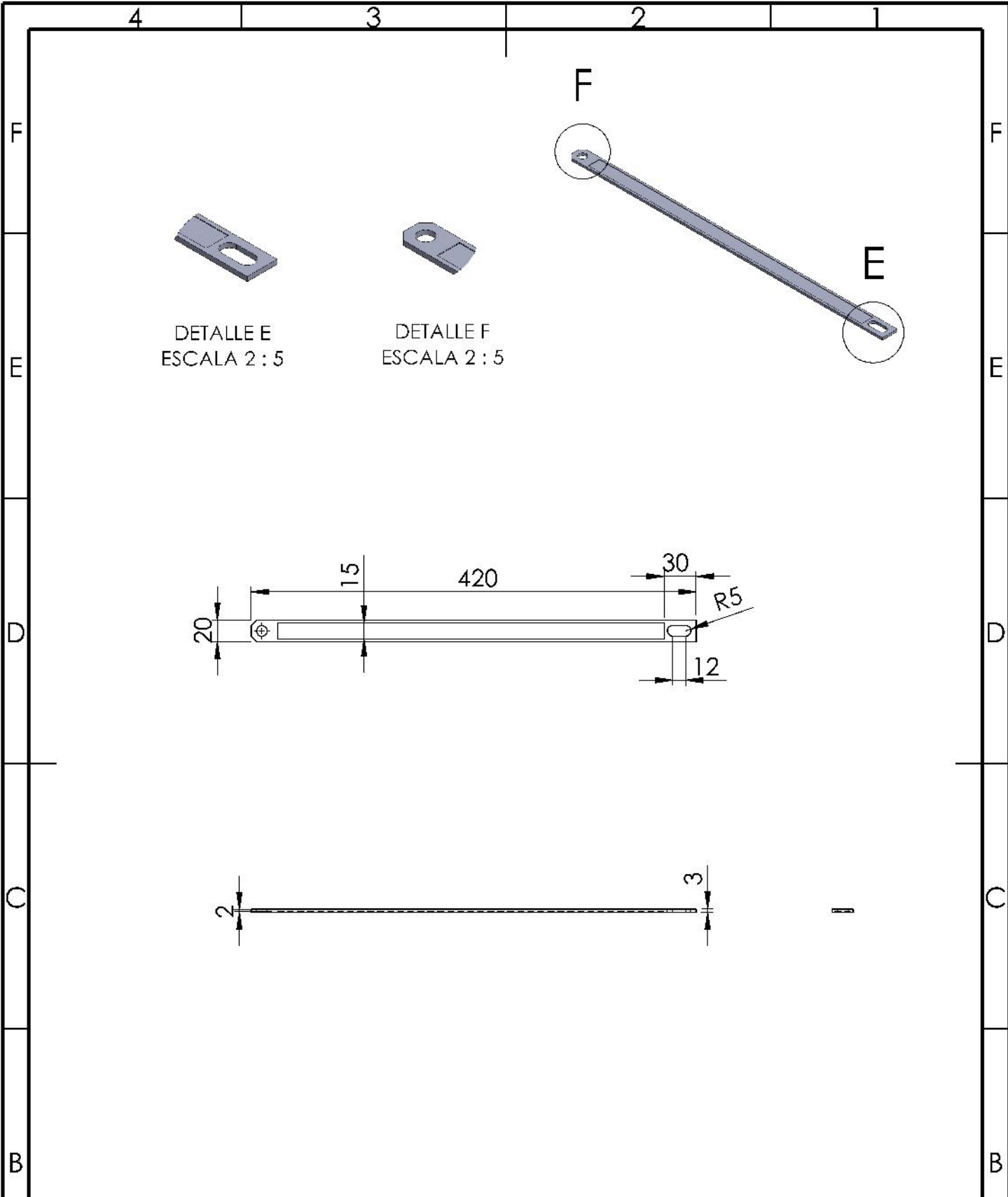


DETALLE B

ESCALA 1 : 2

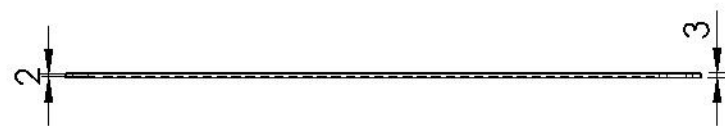
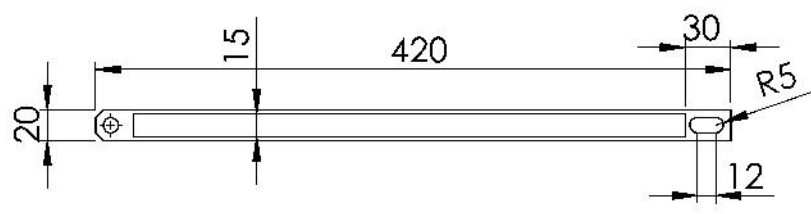


CANTIDAD: 1 PIEZA		ACABADO: SUPERFICIE MECANIZADA CON ARRANQUE DE VIRUTA		UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA	
NOMBRE Y APELLIDOS DIBUJADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		FECHA			
DISEÑADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO					
PROYECCION: 		MATERIAL: A-36		PLANO: ISOMETRICOS	
		PESO:		ESCALA: 1:10	
				FOJA 1 DE	

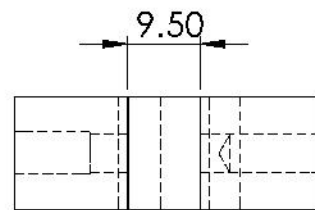
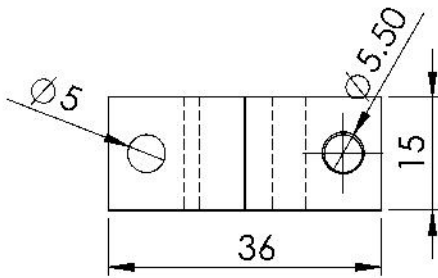
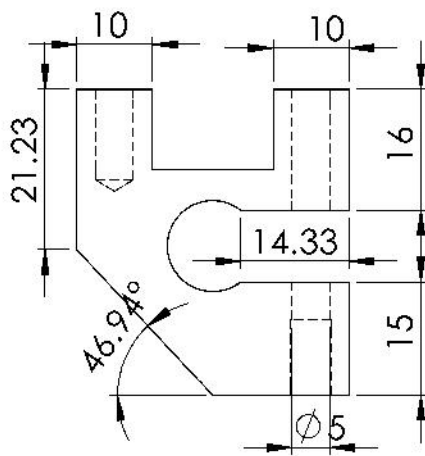
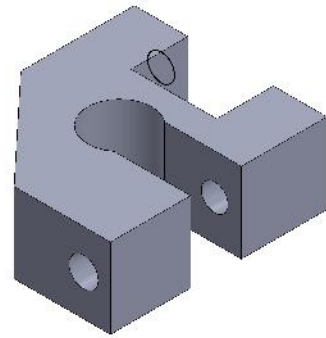


DETALLE E
ESCALA 2 : 5

DETALLE F
ESCALA 2 : 5



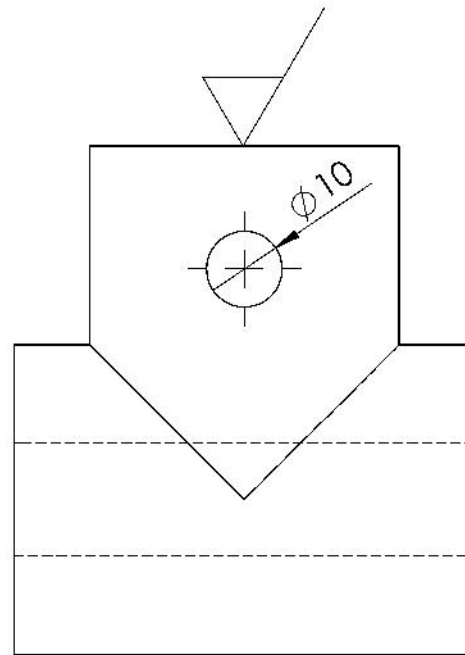
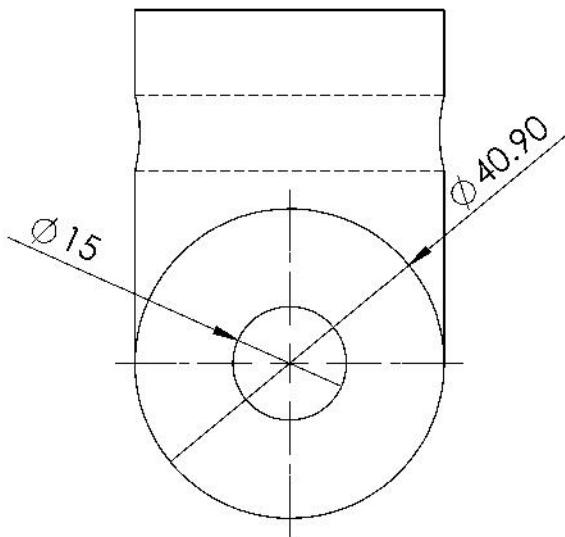
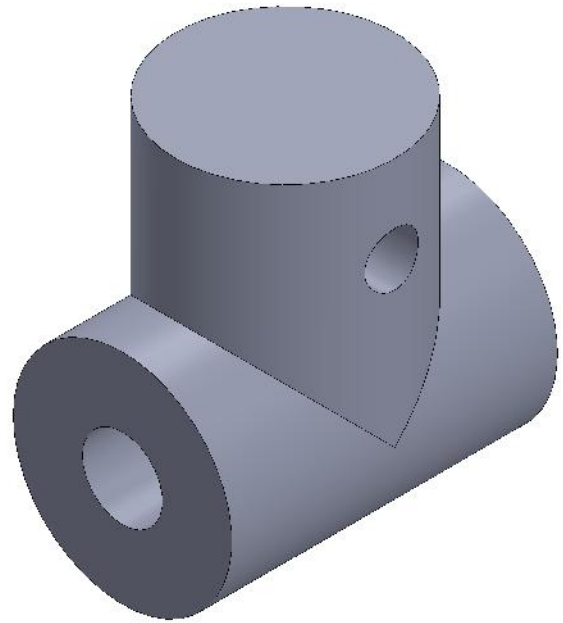
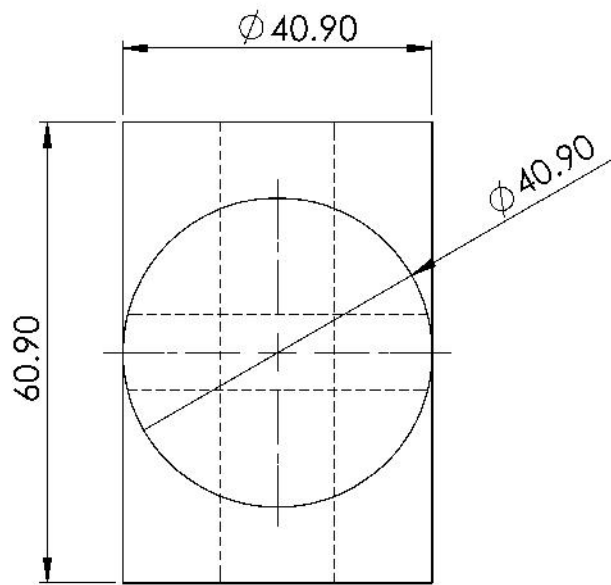
CANIBDA: 1 PIEZA		ACABADO: SUPERFICIE MECANIZADA CON ARRANQUE DE VIRUTA	UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA	
NOMBRE Y APELLIDOS DIBUJADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		FECHA:		TÍTULO: SUJETADOR PATAS TRIPODE
DISEÑADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO				
PROYECCION: 		MATERIAL: A-36	PLANO: ISOMETRICOS	
PESO:		ESCALA: 1:5		HOJA 1 DE A4



CANTIDAD: 1 PIEZA	ACABADO: SUPERFICIE MECANIZADA CON ARRANQUE DE VIRUTA	UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA
----------------------	--	--

	NOMBRE Y APELLIDOS JUAN FERNANDO VILCA CORONADO	FECHA	TÍTULO: ACOPLE EJE TRIPODE
DIBUJADO:	JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		
DISEÑADO:	JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		

PROYECCION: 	MATERIAL: A-36	PLANO: ISOMETRICOS	A4
PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE	



CANTIDAD:
1 PIEZA

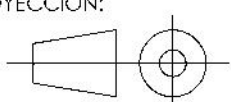
ACABADO:
SUPERFICIE
MECANIZADA CON
ARRANQUE DE VIRUTA

UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA
MECANICA ELECTRICA

NOMBRE Y APELLIDOS: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO
FECHA:

TÍTULO:
ACOPLE EN T

DIBUJADO:
DISEÑADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO

PROYECCION:


MATERIAL:
A-36

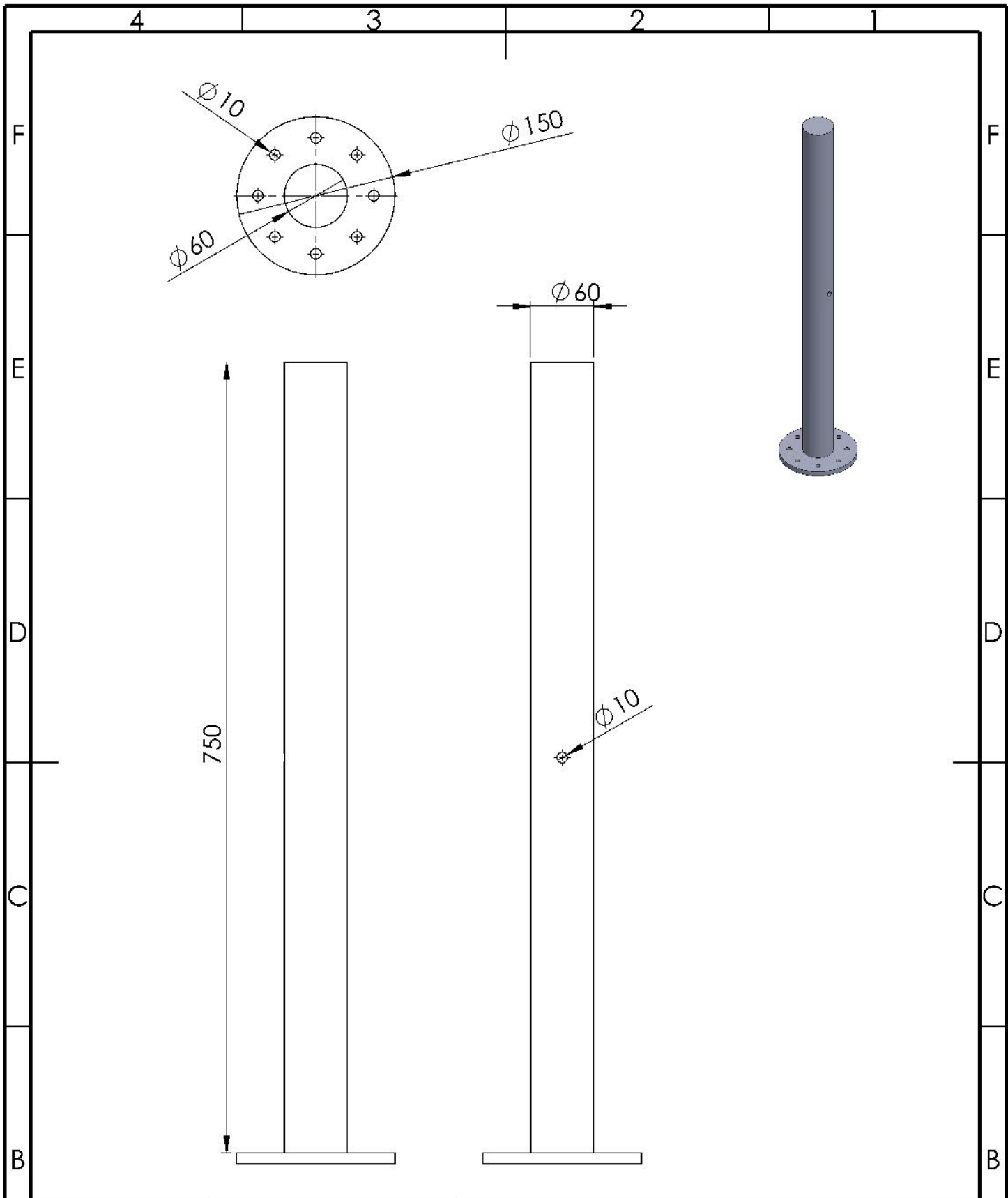
PLANO:
ISOMETRICOS

A4

PESO:

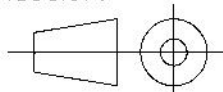
ESCALA: 1:1

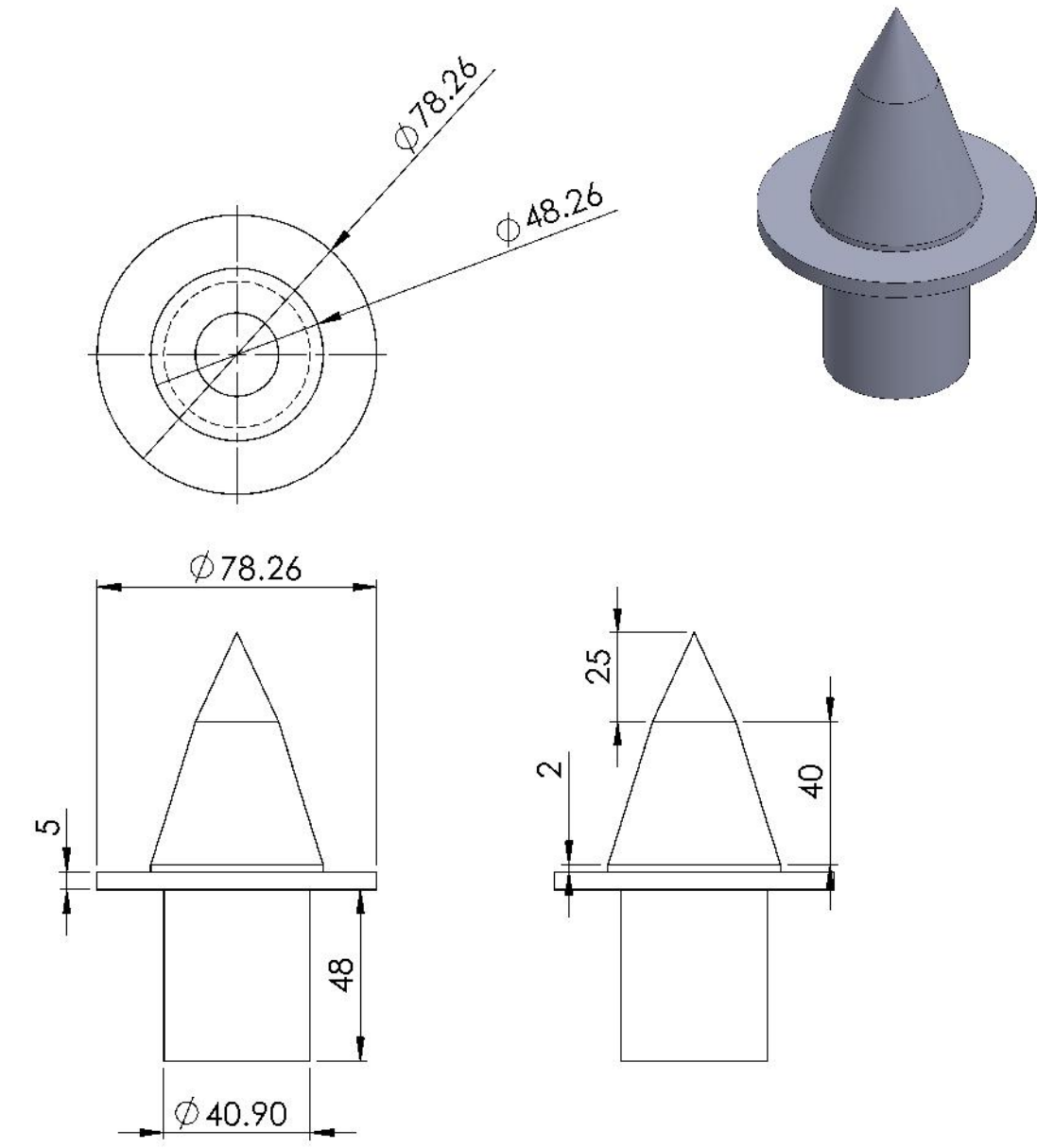
HOJA 1 DE



CANTIDAD: 1 PIEZA	ACABADO: SUPERFICIE MECANIZADA CON ARRANQUE DE VIRUTA	UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA
----------------------	--	--

	NOMBRE Y APELLIDOS: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO	TÍTULO: EJE DE SOPORTE
DISEÑADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO	FECHA:	

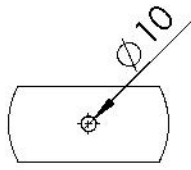
PROYECCION: 	MATERIAL: A-36	PLANO: ISOMETRICOS	A4
	PESO:	ESCALA: 1:10	HOJA 1 DE



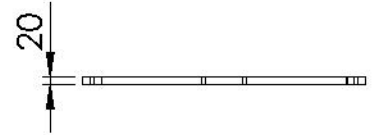
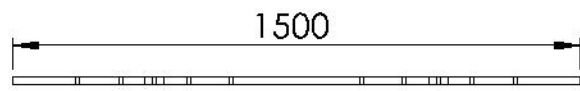
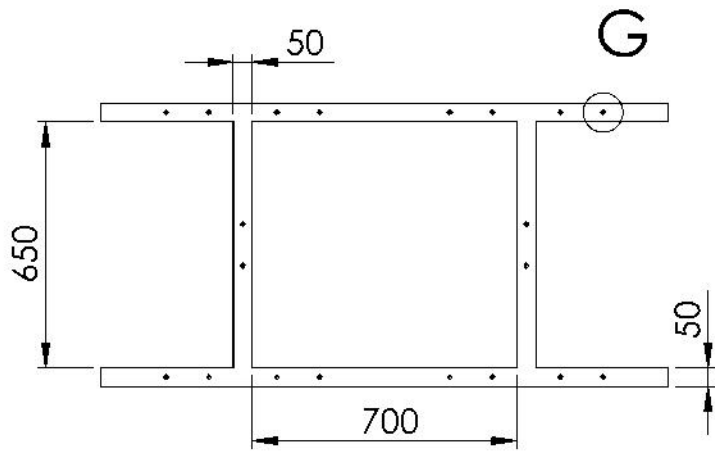
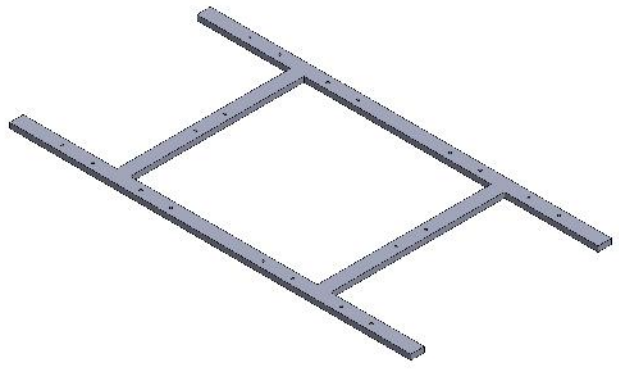
CANTIDAD: 1 PIEZA	ACABADO: SUPERFICIE MECANIZADA CON ARRANQUE DE VIRUTA	UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA
----------------------	--	--

	NOMBRE Y APELLIDOS JUAN FERNANDO VILCA CORONADO	FECHA	TÍTULO: SOPORTE TRIPODE
DIBUJADO:	JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		
DISEÑADO:	JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		

PROYECCION: 	MATERIAL: A-36	PLANO: ISOMETRICOS	A4
PESO:	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE	



DETALLE G
ESCALA 1 : 5



CANILDA: 1 PIEZA		ACABADO: SUPERFICIE MECANIZADA CON ARRANQUE DE VIRUTA		UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA	
NOMBRE Y APELLIDOS DIBUJADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		FECHA			
DISEÑADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO					
PROYECCION: 		MATERIAL: A-36		PLANO: ISOMETRICOS	
		PESO:		ESCALA: 1:20	
				HOJA 1 DE	

F
E
D
C
B
A

F
E
D
C
B
A

4 3 2 1

4 3 2 1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

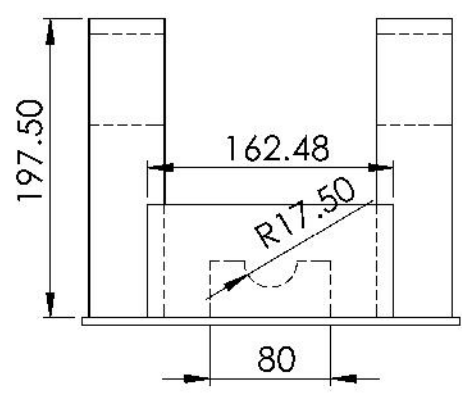
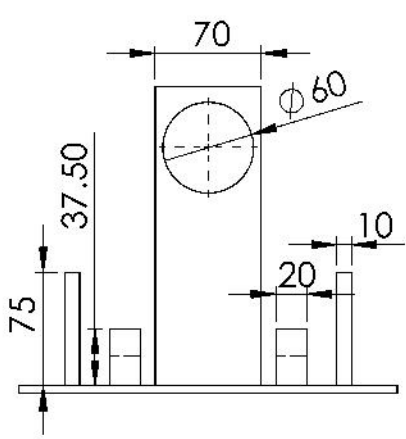
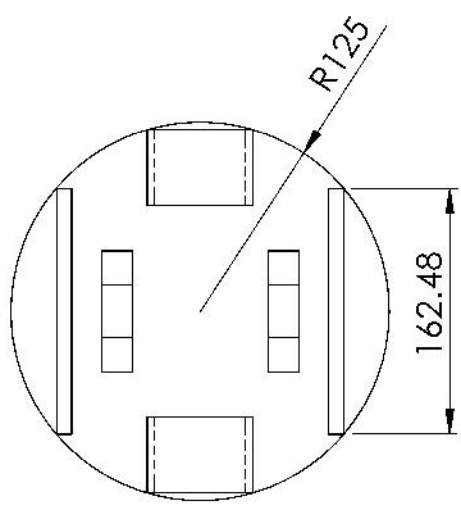
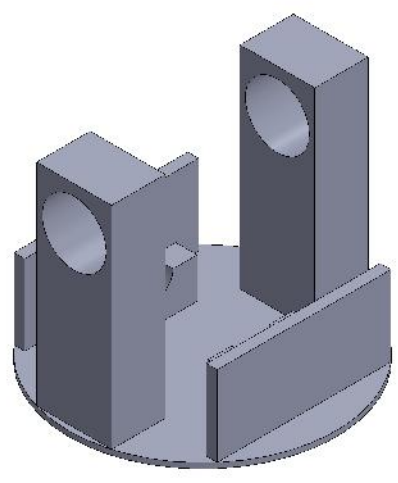
D

C

C

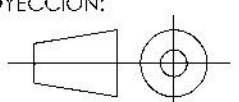
B

B



CANTIDAD: 1 PIEZA	ACABADO: SUPERFICIE MECANIZADA CON ARRANQUE DE VIRUTA	UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA
----------------------	--	--

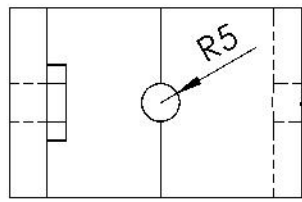
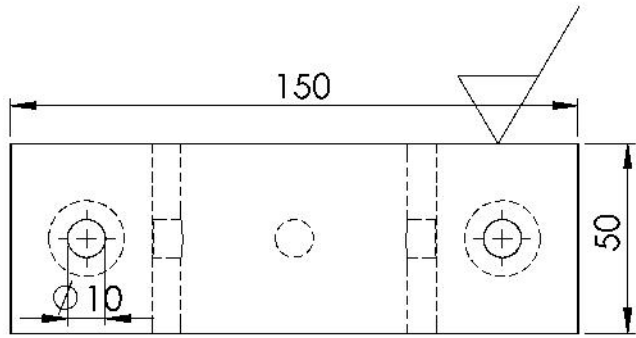
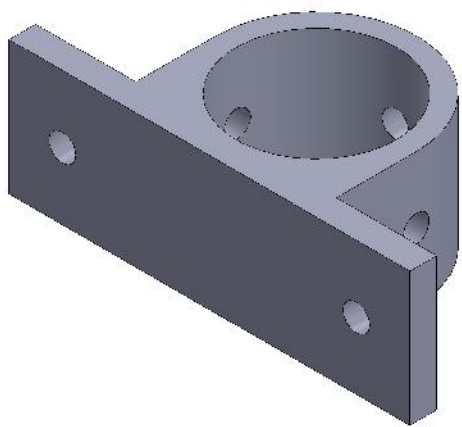
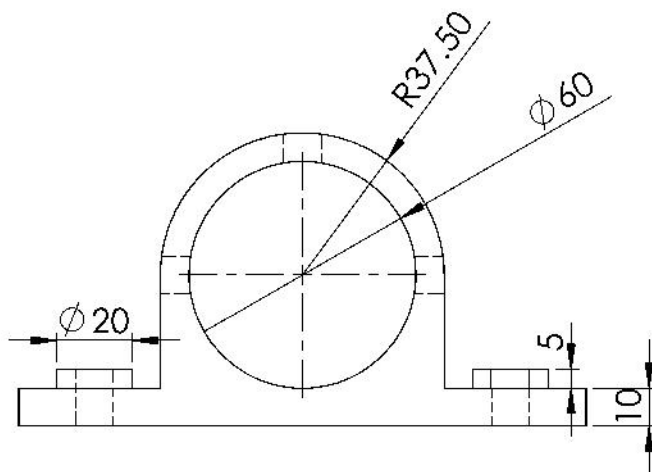
	NOMBRE Y APELLIDOS: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO	TÍTULO: PLACA DE SOPORTE DE MOTOR
DIBUJADO:	JUAN FERNANDO VILCA CORONADO	
DISEÑADO:	JUAN FERNANDO VILCA CORONADO	

PROYECCION: 	MATERIAL: A-36	PLANO: ISOMETRICOS	A4
	PESO:	ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1

4 3 2 1

A

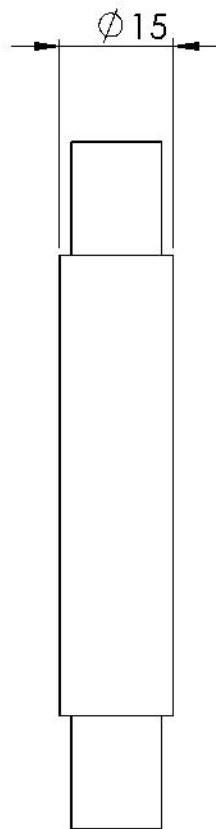
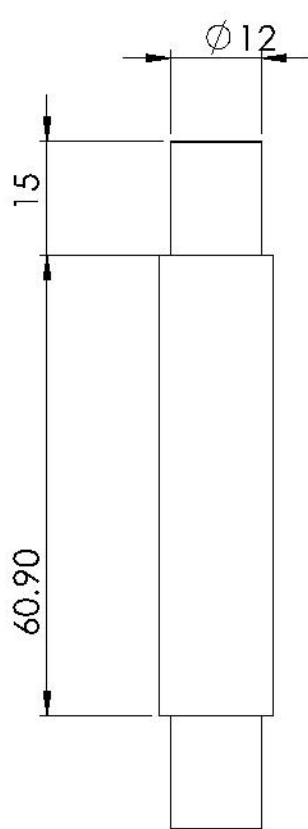
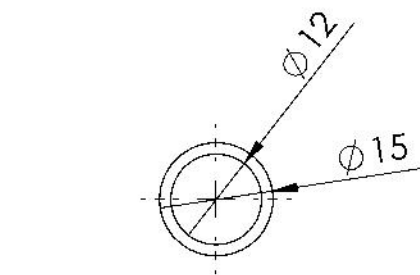
A



CANTIDAD: 1 PIEZA	ACABADO: SUPERFICIE MECANIZADA CON ARRANQUE DE VIRUTA	UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA
----------------------	--	--

	NOMBRE Y APELLIDOS JUAN FERNANDO VILCA CORONADO	FECHA	TÍTULO: ABRAZADERA PARA EJE
DIBUJADO:	JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		
DISEÑADO:	JUAN FERNANDO VILCA CORONADO		

PROYECCION: 	MATERIAL: A-36	PLANO: ISOMETRICOS	A4
	PESO:	ESCALA: 1:2	HOJA 1 DE



CANTIDAD:
1 PIEZA

ACABADO:
SUPERFICIE
MECANIZADA CON
ARRANQUE DE VIRUTA

UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA
MECANICA ELECTRICA

NOMBRE Y APELLIDOS: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO

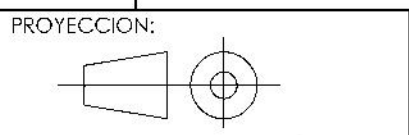
FECHA:

TÍTULO:

DIBUJADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO

EJE TRIPODE

DISEÑADO: JUAN FERNANDO VILCA CORONADO



MATERIAL:
A-36

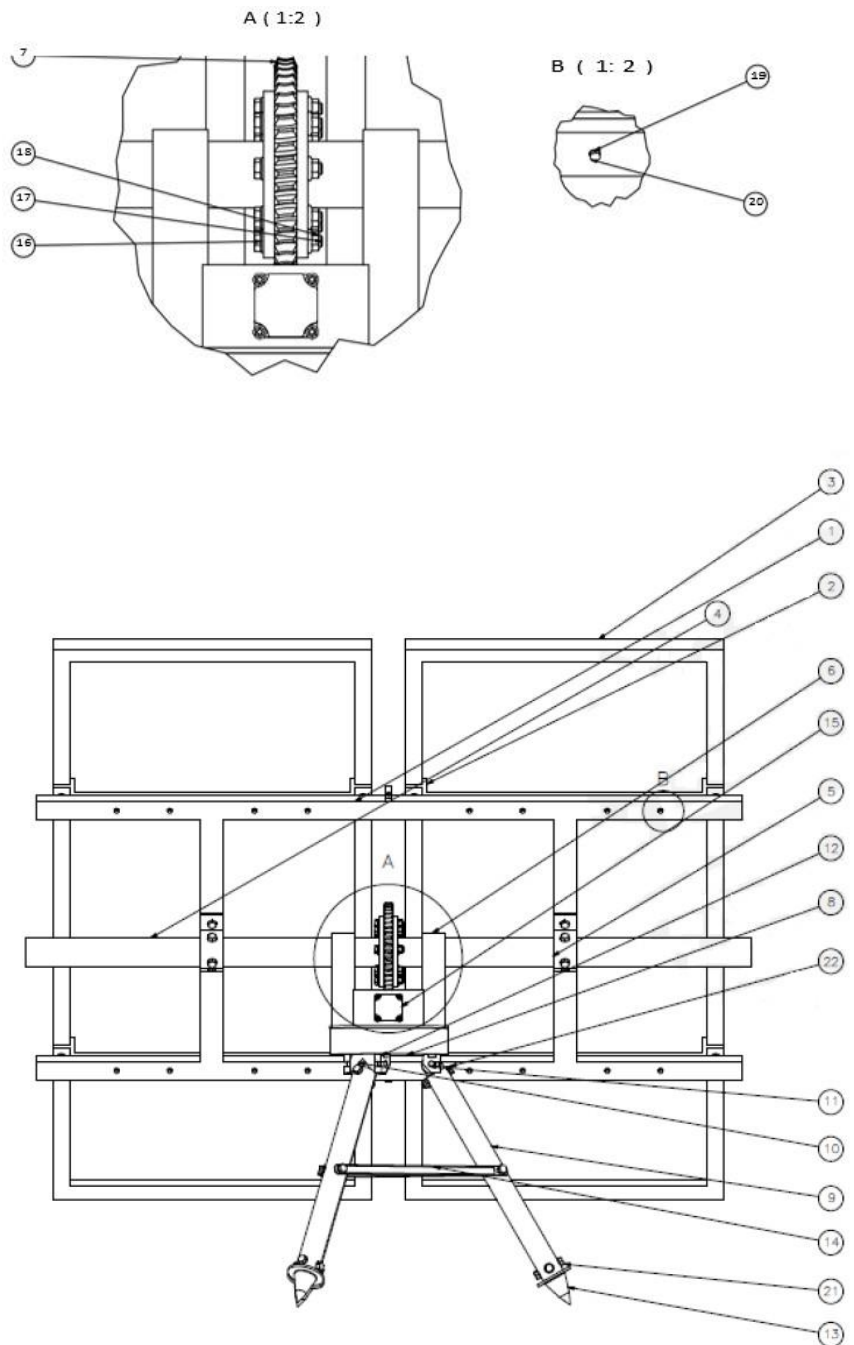
PLANO:
ISOMETRICOS

A4

PESO:

ESCALA: 1:1

FOLIA 1 DE



41	1	ISO 10642 - M5 x 8	ISO 10642	Steel	
22	3	ISO 4014 - M10 x 65	ISO 4014	Stainless Steel, 440C	
21	36	ANSI B18.23.5M - M10 x 1.5 x 16	ANSI B18.23.5M	Steel, Mild	
20	22	ISO 4014 - M5 x 40	ISO 4014	Stainless Steel, 440C	
19	33	ISO 7089 - 5 - 140 HV	ISO 7089	Stainless Steel	
18	11	ISO 4161 - M10	ISO 4161	Stainless Steel	
17	8	ISO 4014 - M10 x 55	ISO 4014	Stainless Steel, 440C	
16	35	ISO 7089 - 10 - 140 HV	ISO 7089	Stainless Steel	
15	1	Motor		Generic	
14	3	Sujetador patas tripode		A 6061	
13	3	Soporte tripode		AlSi 1020	
12	6	Acople eje tripode		A 6061	
11	3	Eje tripode		AlSi 1020	
10	3	Acople en T		A 6061	
9	3	Tubo tripode		AlSi 1020	
8	3	Acople para patas tripode		A 6061	
7	1	Corona- 50. fin		-	
6	1	Placa de soporte motor		A 6061	
5	2	Abrazadera para eje		A 6061	
4	2	Eje de soporte		A 6061	
3	2	Panel solar		-	
2	4	Eje para acople		A 6061	
1	1	Soporte estructura		A 6061	
POSICIÓN	CANT.	DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

UNIVERSIDAD CATOLICA SANTA MARIA
FACULTAD DE INGENIERIA Y CIENCIAS EXACTAS

TRABAJO DE FIN DE CARRERA

 2010224391	ENSAMBLE GENERAL VILCA CORONADO JUAN FERNANDO	ESCALA 1:5 FECHA: 2019.01.09 LÁMINA: A1
---	---	---