

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA



" ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO Y
ESTUDIO ENERGÉTICO DE LA CENTRAL
TERMOSOLAR DE VILLENA "

TRABAJO FIN DE GRADO

Julio -2025

AUTOR: Antonio Miñano Blaya

DIRECTOR/ES: Francisco J. Aguilar Valero

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a mí tutor, por guiarme en el proceso de elaboración de este presente proyecto, a todo el elenco de profesores por enseñarme todos sus conocimientos y sabiduría que han obtenido durante toda su carrera profesional hasta ahora, a mí familia y mis seres queridos a lo largo de toda la carrera y en especial en la última etapa.

También quiero agradecer a los profesores que hoy me evaluarán mí TFG, por dedicarme su tiempo y atención.



ÍNDICE

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE	1
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE.....	1
GRADO EN INGENIERÍA ELÉCTRICA	1
TRABAJO FIN DE GRADO	1
AUTOR: Antonio Miñano Blaya.....	1
DIRECTOR/ES: Francisco J. Aguilar Valero.....	1
SIMBOLOGÍA	9
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN, ANTECEDENTES Y OBJETIVOS.	13
1. INTRODUCCIÓN.....	13
1.1. TIPOS DE CENTRALES ELÉCTRICAS.....	15
1.3. CENTRALES TÉRMICAS.....	20
1.3.1. PARTES DE UNA CENTRAL TÉRMICA.....	21
1.3.2. CICLOS TÉRMICOS.....	31
1.4. ENERGÍA TERMOSOLAR:	40
1.4.1. APLICACIONES DE LA ENERGÍA SOLAR.	40
1.4.2. TIPOS DE CENTRALES TERMOSOLARES.....	43
1.3. ANTECEDENTES	50
1.4. OBJETIVOS	50
CAPÍTULO 2. MATERIALES Y METODOLOGÍA.	52
2.1. ANÁLISIS DEL CICLO SIMPLE.	52
2.3. MODELADO DE LOS SISTEMAS DE CONDENSACIÓN.	52
2.4. CICLO RANKINE SIMPLE.....	52
2.5. CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO (SISTEMA DE CONDENSACIÓN: AGUA DE MAR).....	60
2.6. CICLO RANKINE CON CALENTADOR REGENERATIVO (SISTEMA CONDENSACIÓN: AGUA DE MAR).....	64
2.7. ANÁLISIS EES CICLO RANKINE CON VARIOS CALENTADORES	75
2.8. CENTRAL TERMOSOLAR DE VILLENA.....	86
2.9. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA.	87
2.9.1. CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA.	89

2.9.1.3. SISTEMA DE CONDENSACIÓN REFRIGERACIÓN.....	100
CAPÍTULO 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	102
3.1. ANALISIS EES CENTRAL VILLENA.....	102
3.1.1. ESQUEMAS CENTRAL TERMOSOLAR VILLENA.....	102
3.2. AHORRO DE EMISIONES DE CO ₂	109
3.3. ESTUDIO ECONÓMICO	111
3.3.1. COSTES CENTRAL.	111
3.3.2. INGRESOS CENTRAL.	112
3.3.3. VALORACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO.	114
CAPÍTULO 4. CONCLUSIONES	117
CAPÍTULO 5. BIBLIOGRAFÍA.....	119
6. ANEXOS	121
6.1. CÓDIGO EES (SITUACIÓN 1).	121
6.2. CÓDIGO EES (SITUACIÓN 2).	129



Índice de Figuras

Figura 1. Demanda energética en España en los últimos años	13
Figura 2. Mix Energético en España	14
Figura 3. Central Hidroeléctrica	15
Figura 4. Esquema Central Mareomotriz	16
Figura 5. Esquema Molino Eólico	17
Figura 6. Esquema Central Solar Fotovoltaica.	18
Figura 7. Esquema Central Nuclear.....	18
Figura 8. Central Térmica convencional de Carbón.	19
Figura 9. Central Térmica de Ciclo Combinado	20
Figura 10. Esquema Central térmica convencional	21
Figura 11. Componentes de una caldera	23
Figura 12: Turbina Central Térmica.	24
Figura 13. Central Térmica de circuito abierto con intercambio al mar	26
Figura 14. Torres de refrigeración de tiro natural y tiro forzado.	27
Figura 15. Aerocondensadores	28
Figura 16 Esquema Aerocondensador	29
Figura 17. Representación fluidos aerocondensador.	30
Figura 18. Diagrama T-s del agua	32
Figura 19. Esquema reducido de la instalación y diagrama T-s del Ciclo Rankine Ideal. .	33
Figura 20. Mejora del rendimiento de un ciclo Rankine con el aumento de la temperatura de entrada en la turbina.	35
Figura 21. Mejora del rendimiento de un ciclo Rankine con el aumento de la temperatura de entrada en la turbina.....	36
Figura 22. Mejora del rendimiento del ciclo Rankine disminuyendo la presión en el condensador.....	37
Figura 23. Esquema de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine con regeneración mediante un feedwater heater abierto (desaireador).	39
Figura 24. Esquema de la instalación del ciclo Rankine con regeneración mediante feedwater heater cerrado con drenaje hacia atrás (condensador) y su correspondiente diagrama T-s	40
Figura 25: Representación gráfica de una instalación ACS en vivienda	41
Figura 26. Captador solar plano y captador solar de tubo de vacío	41
Figura 27. Diseño de cocina solar.	42
Figura 28. Estilos de arquitectura solar pasiva.	42
Figura 29. Tecnologías de concentración solar de alta temperatura.	43
Figura 30. Canales Cilindro Parabólicos.	44
Figura 31. Tubo Receptor.	45
Figura 32. Esquema Ciclo Rankine Central termosolar de espejos Fresnel.	46
Figura 33. Sistema Espejos Fresnel.....	47

Figura 34. Representación esquemática de un concentrador de disco parabólico	48
Figura 35. Esquema de funcionamiento de una central termosolar de concentrador de torre.	49
Figura 36. Gráfica T-s (Ciclo Rankine Simple).....	55
Figura 37. Gráfica P2 – η térmico.....	55
Figura 38. Gráfica Tent. ref. – η térmico	56
Figura 39. Gráfica Tent. ref. – η térmico.....	59
Figura 40. Gráfica T-s (Ciclo Rankine con recalentamiento).....	63
Figura 41. Gráfica P2 – η térmico.....	63
Figura 42. Gráfica T-s Ciclo Rankine con calentador regenerativo.....	68
Figura 43. Gráfica Tent. ref. – η térmico.....	69
Figura 44. Gráfica Tent. ref. –P3	70
Figura 45. Gráfica WNETO – QENT – QSAL	72
Figura 46. Gráfica Tagua. ent. – η térmico.....	73
Figura 47. Gráfica Tagua. ent. –mcomb	73
Figura 48. Gráfica Tent. ref. – η térmico.....	75
Figura 49. Esquema Ciclo Rankine con varios calentadores.....	76
Figura 50. Diagrama T-s ciclo Rankine Complejo.....	81
Figura 51. Gráfica P5 y η ciclo	82
Figura 52. Gráfica T17 – η ciclo	84
Figura 53. Gráfica T17 – P6.....	84
Figura 54. Gráfica P2 – η ciclo	85
Figura 55. Gráfica P2 – T2.....	86
Figura 56. Distribución de los sub-campos solares de la planta Ernestar-Villena.....	87
Figura 57. Plano de los subsistemas principales de la planta Ernestar-Villena.	88
Figura 58. Configuración de un lazo constituido por 4 SCAs.....	89
Figura 59. Opciones de configuración de un lazo constituido por 4 SCAs. Izquierda, lazo en U. Derecha lazo en W	90
Figura 60. Fotografía del campo solar de la central Enerstar-Villena.	90
Figura 61. Detalles de unión fija y móvil con rótulas: 3 rótulas (fija-móvil-dilatación) ...	91
Figura 62. Conexión de Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE.....	91
Figura 63. Vista en perspectiva del Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE.....	92
Figura 64. Identificación de espejos en el Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE	92
Figura 65. Ficha técnica Espejo Solar	94
Figura 66. Datos Espejo Solar.....	95
Figura 67. Imagen y esquema del Colector SenerTrough (SNT-1), Fredriksson (2019) ...	96
Figura 68. Ficha técnica del receptor solar modelo SCHOTT PTR 70.....	97
Figura 69. Ficha técnica del fluido térmico (HTF) DOWTHERM	98

Figura 70. Esquema simplificado del ciclo Rankine empleado en la planta Enerstar-Villena.	99
Figura 71. Esquema con datos reales de funcionamiento registrado en el sistema de adquisición de datos de la planta Enerstar-Villena.....	100
Figura 72. Imagen de la torre de refrigeración de la planta Enerstar-Villena. Marca: ESINDUS.....	101
Figura 73. Ficha técnica del ventilador empleado en la torre de refrigeración.	101
Figura 74. Esquema Central de Villena (Situación de $P \approx 50\text{MW}$).....	103
Figura 75 Gráfica Generación Diaria (25 de abril de 2022).....	104
Figura 76 Esquema Central de Villena (Situación $P=38,78\text{MW}$)	105
Figura 77. Gráfica Generación Diaria (5 de noviembre de 2022)	105
Figura 78. Gráfica T-s Central de Villena en PowerPoint.....	106
Figura 79. Emisiones de CO_2 por tecnología de generación eléctrica	110
Figura 80. Evolución del Pool de medio anual.....	113



Índice de Tablas

Tabla 1: Simbología	12
Tabla 2. Sistemas de enfriamiento	52
Tabla 3. Resultados Ciclo Rankine Simple [Agua de Mar (T^a_{Max})].	57
Tabla 4. Resultados Ciclo Rankine Simple [Agua de Mar (T^a_{Min})].	58
Tabla 5. Resultados Ciclo Rankine [Aire (T^a . Media)]	59
Tabla 6. Datos P2 – η térmico	64
Tabla 7. Datos Tent. ref. – η térmico	69
Tabla 8. Datos Ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a . Máxima Agua de Mar (Alicante 2024)]	71
Tabla 9. Datos Ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a . Mínima Agua de Mar (Alicante 2024)]	71
Tabla 10. Datos Ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a . Media Aire (Alicante 2024)]	74
Tabla 11. Datos iniciales Ciclo Rankine Complejo.	76
Tabla 12. Variación P5 y η ciclo.....	82
Tabla 13. Valores de η ciclo – P6 – T6 en función de T17	83
Tabla 14. Valores de P2 – T2 – η ciclo	85
Tabla 15. Terminología.	87
Tabla 16. Datos genéricos de la planta Enerstar-Villena	88
Tabla 17. Características de campo solar de la planta.....	93
Tabla 18. Características del receptor y fluido térmico	96
Tabla 19. Características del ciclo de potencia	100
Tabla 20. Datos obtenidos en EES de la central de Villena en la situación 1	108
Tabla 21. Datos obtenidos en EES de la central de Villena en la Situación 2.....	109
Tabla 22. Emisiones de CO ₂ (t) durante un día.....	110
Tabla 23. Gastos Central termosolar	112
Tabla 24. Retribución de las diferentes tarifas	113
Tabla 25. Valores del VAN para las dos tarifas.....	114
Tabla 26. Valores del TIR para las dos tarifas	114
Tabla 27. Valores del TIR para las dos tarifas	115

SIMBOLOGÍA

A	Área exterior de transferencia de calor
A_e	Área exterior de un tubo
A_f	Área de una aleta
A_i	Área interior de un tubo
A_{lat}	Área de tejado del condensador
Caudal aire	Caudal de aire requerido por el aerocondensador
C_{pl}	Calor específico del agua
CL	Constante de configuración de tubos
C_{op}	Coefficiente de operación
C_{pt}	Constante de conteo de tubos
$C_{p_{Aire}}$	Calor específico del aire
$C_{p_{torre}}$	Calor específico del agua de la torre
Cr	Coefficiente en la ecuación de similitud para la resistencia aerodinámica
Cz	Factor de corrección que considera el número de filas de tubos en el banco en la dirección de los gases
C1 y m	Constantes que dependen de la configuración de los tubos y su disposición geométrica
C2	Factor de corrección
Dc	Diámetro de la coraza
De	Diámetro exterior del tubo
d_{eq}	Diámetro equivalente
d_i	Diámetro interior del tubo
e_q	Espesor de la aleta
e_t	Espesor del tubo
f	Coefficiente Petukhov-Kirillov
F	Área mínima de paso
fp	Factor de corrección
G	Flujo másico por tubo

h_f	Altura de la aleta
h_{fg}	Entalpía de vaporización
h_i	Coefficiente de convección interna
h_0	Coefficiente de convección externa
HR	Humedad relativa
$h_{torre_caliente}$	Entalpía agua torre caliente
$h_{torre_fría}$	Entalpía agua torre fría
k_{Acero}	Conductividad térmica del A214
k_{AlCu}	Conductividad térmica del duraluminio
k_{Aire}	Conductividad térmica del Aire
k_l	Conductividad térmica del Agua
k_{torre}	Conductividad térmica del agua de la torre
L	Longitud del tubo
L_l	Parámetros correlación escalonada
L_t	Parámetros correlación escalonada
L_l/De	Parámetros correlación escalonada
L_t/De	Parámetros correlación escalonada
m_{agua}	Flujo másico de vapor-agua
m_{aire}	Flujo másico de aire
m_{torre}	Flujo másico de agua de la torre
n	Exponente n
N	Número medio de filas de tubos en una columna vertical
Nf	Número de aletas por unidad de longitud
Np	Número de pasos
Nt	Número de tubos
N_{ftubo}	Número de aletas totales por tubo
N_{tubos}	Número de tubos totales
N_u	Número adimensional de Nusselt
N_{u10}	Correlación de Grimison modificada
P	Distancia entre los centros de los tubos
Pb_{torre}	Consumo bomba torre

P_e	Potencia eléctrica generada por la planta
$P_{O_{tt}}$	Potencia térmica a disipar
Pr_{aire}	Número de Prandtl aire
Pr_{torre}	Número de Prandtl torre
P_{torre}	Consumo total torre
$P_{ventiladores}$	Consumo ventiladores
Pv_{torre}	Consumo ventilador torre
RD_i	Factor de incrustación interior tubos
RD_0	Factor de incrustación exterior tubos
Re_D	Número de Reynolds en el exterior de los tubos
Re_i	Número de Reynolds en el interior de los tubos
S_T	Sección transversal de paso del fluido
S_f	Espacio entre puntas de aleta
$T_{aire\ Ent}$	Temperatura aire entrada
$T_{aire\ In}$	Temperatura del aire
$T_{aire\ sal}$	Temperatura aire salida
T_c	Temperatura del condensador
T_s	Temperatura superficie aletas
T_{torre}	Temperatura del agua de la torre
$T_{torre_caliente}$	Temperatura agua torre caliente
$T_{torre_fría}$	Temperatura agua torre fría
T_{wb}	Temperatura bulbo húmedo
U	Coefficiente global de transferencia de calor
V_{max}	Velocidad corregida
V_t	Velocidad agua interior tubo
z	Número de filas de tubos
ΔP	Resistencia externa
ΔT_{lm}	Variación de temperatura media logarítmica
ΔP_r	Caída de presión en el tubo
$\Delta P_{relleno}$	Pérdida de presión provocada por el relleno
ΔP_t	Caída de presión en el tubo

ΔP_{tot}	Caída de presión en el tubo
μ_{aire}	Viscosidad del aire
μ_l	Viscosidad del agua
μ_v	Viscosidad del vapor de agua
μ_{torre}	Viscosidad del agua de la torre
η_f	Eficiencia de aleta
$\eta_{i_{ap}}$	Rendimiento isoentrópico de la turbina de alta presión
$\eta_{i_{bp}}$	Rendimiento isoentrópico de la bomba de baja presión
$\eta_{i_{ap}}$	Rendimiento isoentrópico de la bomba de alta presión
$\eta_{i_{bp}}$	Rendimiento isoentrópico de la turbina de baja presión
η_{mg}	Rendimiento del conjunto mecánico-generador
η_w	Rendimiento de toda la superficie aleteada
ρ_{aire}	Densidad del aire
ρ_l	Densidad del agua
ρ_{torre}	Densidad del agua de la torre
ρ_v	Densidad del vapor de agua
ξ_o	Coefficiente de fricción externa

Tabla 1: Simbología

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN, ANTECEDENTES Y OBJETIVOS.

1. INTRODUCCIÓN.

Actualmente, uno de los principales objetivos mundiales es el abastecer la creciente demanda energética, aprovechando al máximo los recursos existentes que cada son menores y reducir al máximo las emisiones de CO₂ y otros gases nocivos que se han ido generando de forma intensiva en las últimas décadas.

Una problemática a nivel mundial que sirve como principal incentivo para la invención de nuevas tecnologías de generación y aprovechamiento de la energía eléctrica, así como renovaciones constantes en las tecnologías ya existentes.

Por ejemplo; mejoras en los rendimientos de las centrales generadoras de energía a partir de la implementación de nuevos procesos, mejoras en la red de transporte y distribución de energía eléctrica, una población más concienciada en el ahorro energético, implementación del sistema ECO en aparatos domésticos (Frigoríficos, Lavadoras, Aire Acondicionados, Térmos Eléctricos, Televisores, Luces Led; etc.)

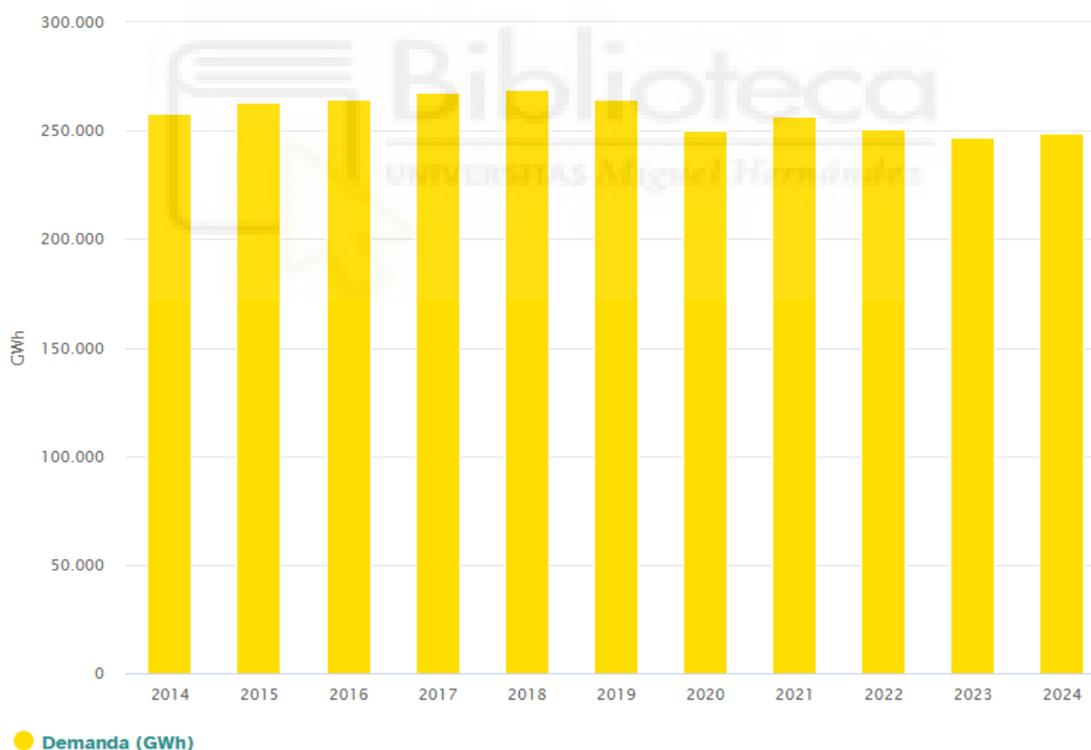


Figura 1. Demanda energética en España en los últimos años

La necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, ha incentivado a desarrollar nuevas tecnologías, u optimizar las disponibles con el objeto de reducir en la medida de lo posible estas emisiones, sin una reducción excesiva del rendimiento. Por lo

tanto, en los últimos años han cobrado más importancia las energías renovables, y muy lentamente la van perdiendo métodos de producción de energía como la combustión de carbón.

El papel que juegan las energías renovables en el panorama energético cada vez es más importante, pero éstas no son comparables con la cantidad de energía generada por las fuentes convencionales, y por tanto no son capaces de sostener la demanda energética exigida por sí misma.

A continuación, hablaremos del mix energético y las centrales generadoras de energía.

- ¿Qué es el mix energético?

Es la combinación de fuentes energéticas utilizadas para generar electricidad.

Este concepto es esencial para comprender de donde proviene la energía que consumimos, ya se de fuentes renovables como la eólica o solar, o no renovables, como el carbón o el gas.

El análisis del mix energético nos permite ver el peso de cada tecnología en la generación diaria y mensual de electricidad, así como su evolución a lo largo del tiempo.

El mix energético en España se ha transformado significativamente durante los últimos año y meses, un ejemplo de ello son los datos analizados en la Figura 2, entre septiembre de 2023 y agosto de 2024.



Figura 2. Mix Energético en España

Como se puede observar, en la generación de electricidad predomina las fuentes de energía renovables (solar fotovoltaica, la eólica y la hidroeléctrica).

Sin embargo, las fuentes de energía no renovables; como el carbón y la nuclear, están perdiendo importancia.

En los últimos años, España ha avanzado notablemente en la adopción de energías renovables, consolidándose como uno de los líderes en Europa en la transición hacia un futuro más limpio y sostenible.

El porcentaje de energía renovable generada en el país ha ido creciendo, gracias a inversiones en fuentes como la energía eólica, solar y la hidroeléctrica.

1.1. TIPOS DE CENTRALES ELÉCTRICAS.

Las Centrales Eléctricas, son plantas industriales que se encargan de transformar distintas fuentes de energía primaria en energía eléctrica, con el objetivo de proveer a los consumidores de electricidad, transportándola por medio de la red eléctrica.

Existen varios tipos de centrales; centrales hidroeléctricas, centrales mareomotrices, centrales eólicas, centrales solares, centrales nucleares y centrales termoeléctricas o térmicas.

- Centrales Hidroeléctricas.

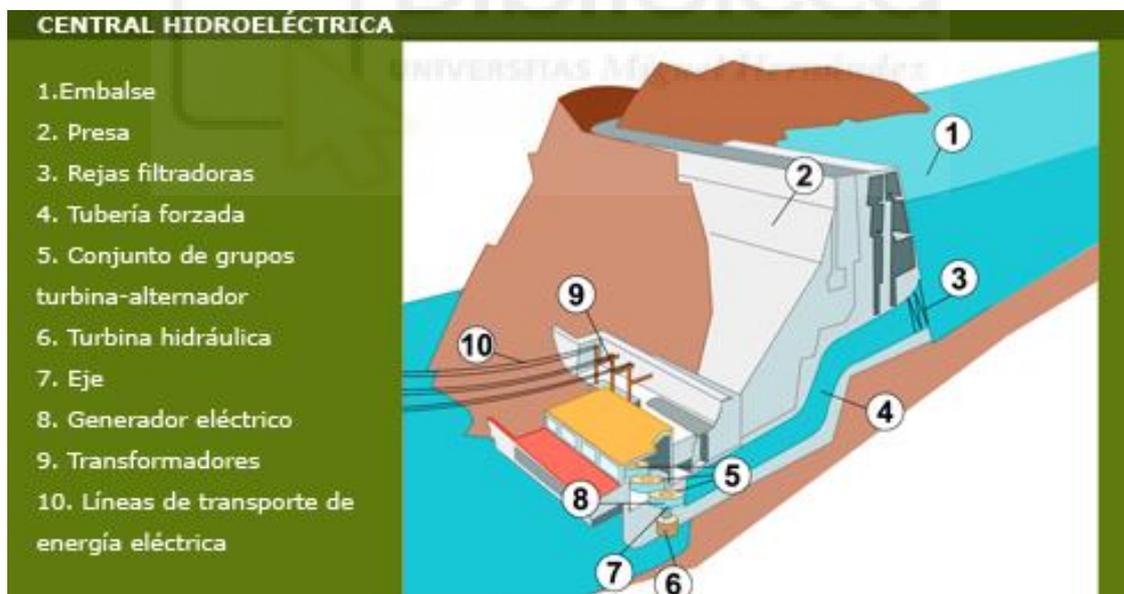


Figura 3. Central Hidroeléctrica

Las centrales hidroeléctricas utilizan un salto de agua lo suficientemente significativo como para mover una turbina hidráulica. Si buscamos los tipos de centrales hidroeléctricas existentes encontramos distintas clasificaciones. En primer lugar, distinguimos entre las naturales, que aprovechan el desnivel en ríos y cascadas, y las artificiales, construidas sobre presas y embalses.

Las centrales hidráulicas también se pueden clasificar en función de la potencia que tiene y de la cantidad de energía eléctrica que son capaces de acumular

-Centrales hidroeléctricas de gran potencia (>10 megavatios)

-Minicentrales hidroeléctricas (1-10 MW)

-Microcentrales hidroeléctricas (<1 MW)

- Central Mareomotriz, de corrientes marinas y mareotérmicas.

Estos tipos de central eléctrica tienen en común la utilización del agua del mar para generar la energía eléctrica.

-Centrales mareomotrices: son los movimientos de agua producidos por las subidas y bajadas de las mareas las que accionan una turbina que, mediante un generador, producirá electricidad.

-Centrales de corrientes marinas: usan la energía cinética de las corrientes marinas o de los océanos. Las corrientes provocan el movimiento de turbinas axiales que generan energía mecánica. Este método provoca menos impacto ambiental, ya que al no tener que construir presas no se altera el ecosistema marino.

-Centrales undimotrices: aprovechan las olas del mar.

-Centrales mareotérmicas: aprovechan las distintas temperaturas del agua del mar.

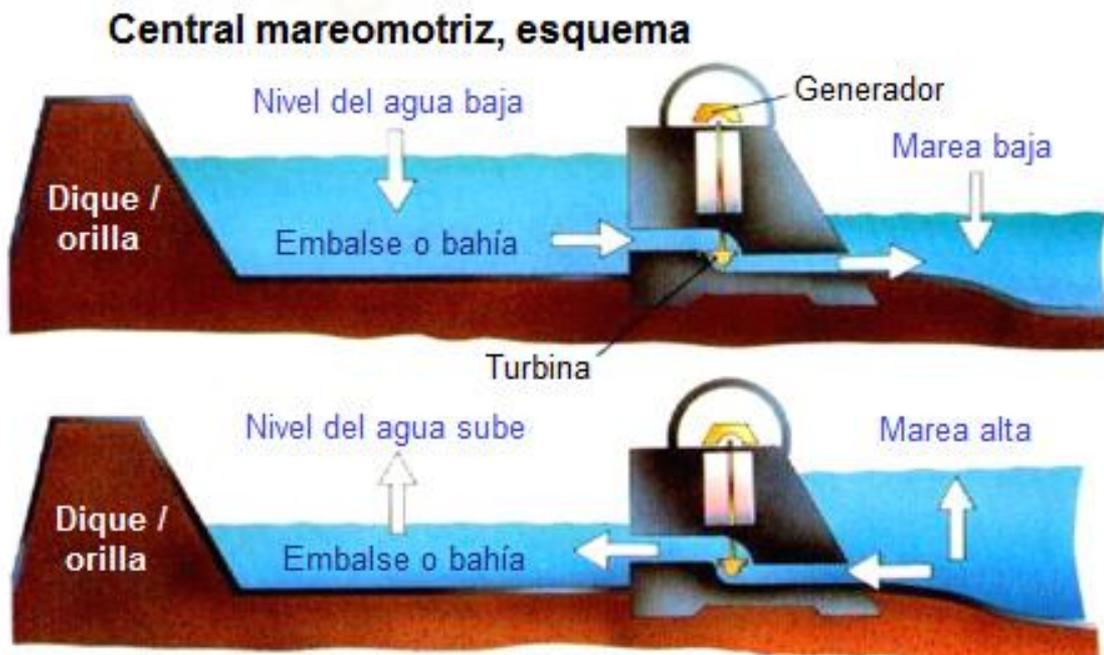


Figura 4. Esquema Central Mareomotriz

- Centrales Eólicas.

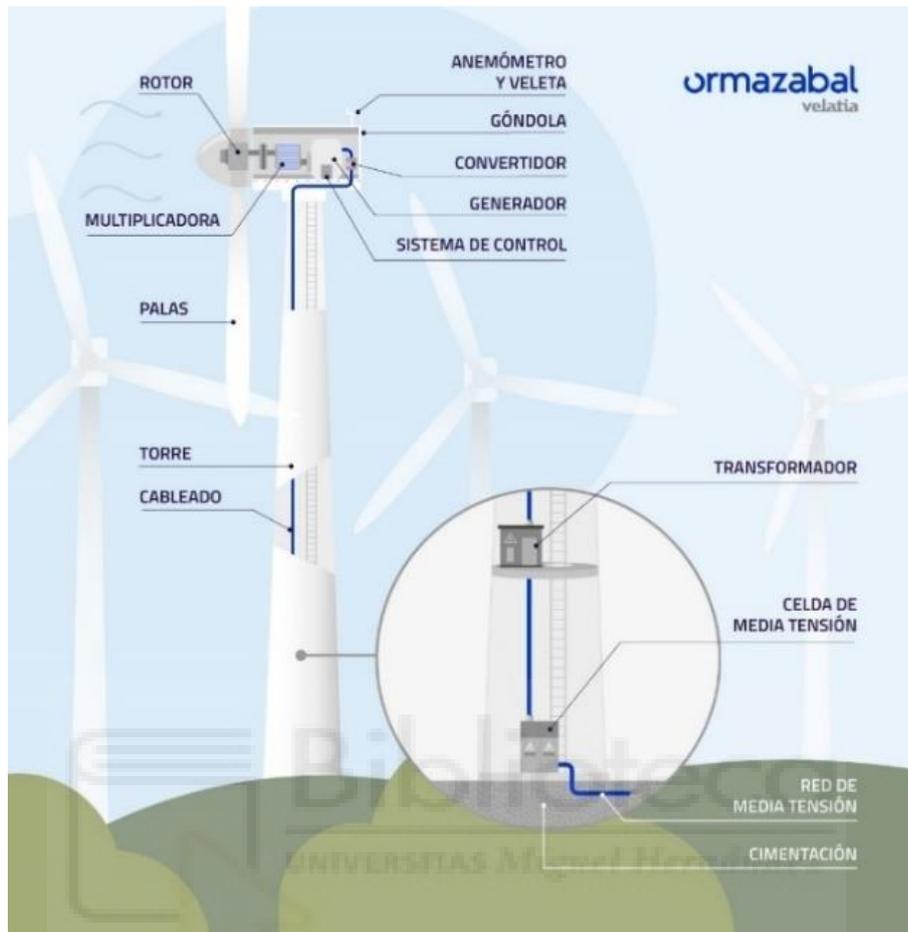


Figura 5. Esquema Molino Eólico

En las centrales eólicas se aprovecha la fuerza del viento para mover una turbina de la que se obtiene energía eléctrica. Los aerogeneradores o turbinas eólicas son los encargados de transformar el viento en energía.

Los parques eólicos suelen instalarse en zonas próximas a la costa (por las corrientes térmicas entre el mar y la tierra), llanuras continentales y zonas montañosas, lugares donde sopla el viento a gran velocidad.

- Centrales Solares.

Estas centrales aprovechan la radiación proveniente del sol para generar energía eléctrica.

Dentro de este tipo de centrales eléctricas encontramos:

- Centrales termosolares, que usan el calor del sol para calentar agua y mover la turbina con el vapor que se genera en ese calentamiento.

-Centrales solares fotovoltaicas, que transforman la energía solar en electricidad gracias a las células fotovoltaicas.

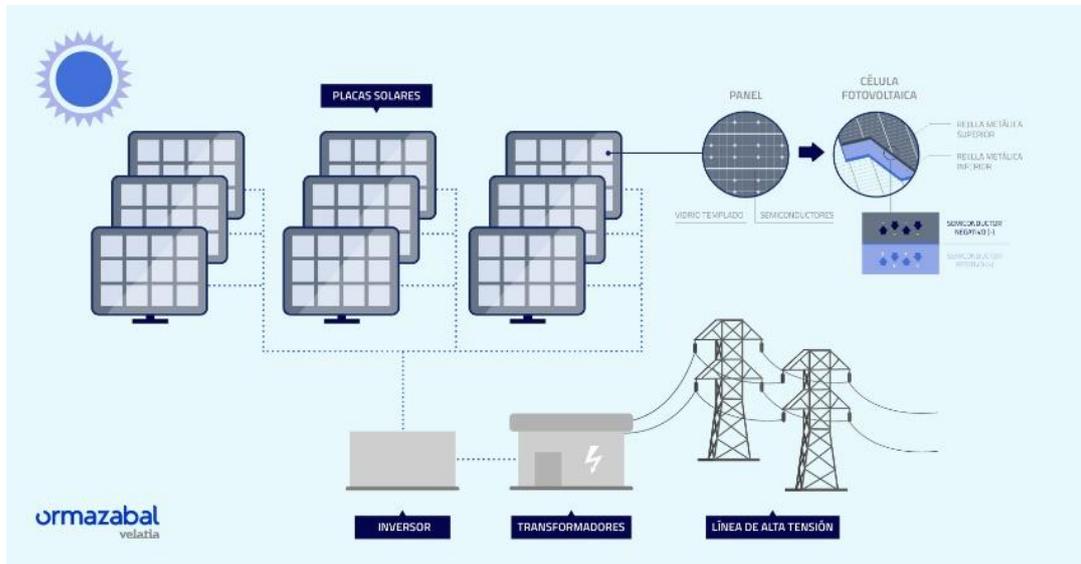


Figura 6. Esquema Central Solar Fotovoltaica.

- Centrales Nucleares.

En las centrales nucleares la electricidad se produce por el calor que libera la fisión nuclear en un reactor, que calienta grandes cantidades de agua a alta presión. El vapor que se libera pasa por una turbina conectada a un generador.

Actualmente en España hay 6 centrales nucleares en funcionamiento, con una potencia total instalada de 7.728 MWe

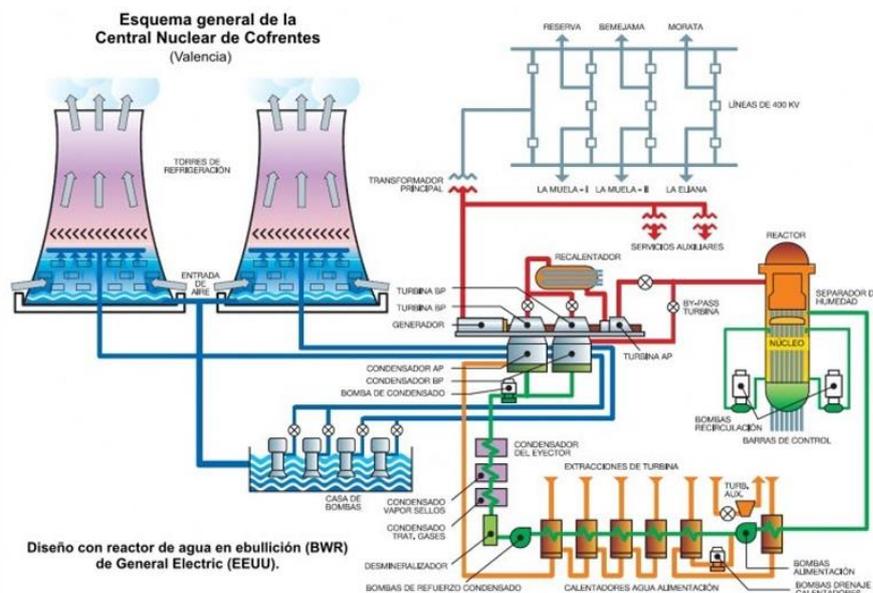


Figura 7. Esquema Central Nuclear.

- Centrales Termoeléctricas o térmicas

En la actualidad, las centrales termosolares representan un porcentaje relativamente pequeño de la generación de energía a nivel mundial, aunque su importancia está creciendo. Si bien no hay un porcentaje exacto disponible para el porcentaje global, se puede observar que España y Estados Unidos son líderes en la tecnología termosolar, con una gran capacidad instalada

España cuenta con una capacidad instalada de aproximadamente 2.300 megavatios en centrales termosolares.

Las centrales térmicas o termoeléctricas se dividen en:

-Centrales termoeléctricas de ciclo convencional, en las que al quemar carbón, gas natural o gasóleo se calienta el agua de un depósito y se transforma en vapor que mueve una turbina. Un alternador transforma la energía mecánica de este movimiento en eléctrica. El ciclo vuelve a empezar, ya que el vapor se condensa y se convierte de nuevo en agua.

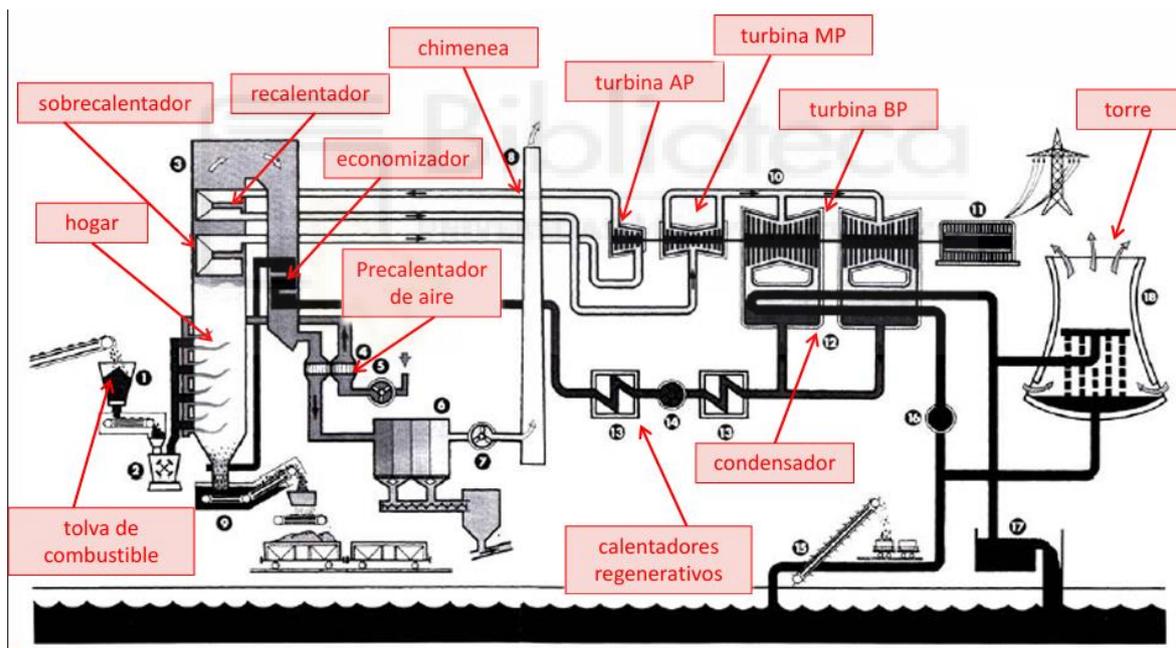


Figura 8. Central Térmica convencional de Carbón.

-Centrales termoeléctricas de ciclo combinado, que funcionan como las de ciclo convencional pero además cuentan con otra turbina que se activa con aire de la atmósfera calentado mediante combustibles fósiles.

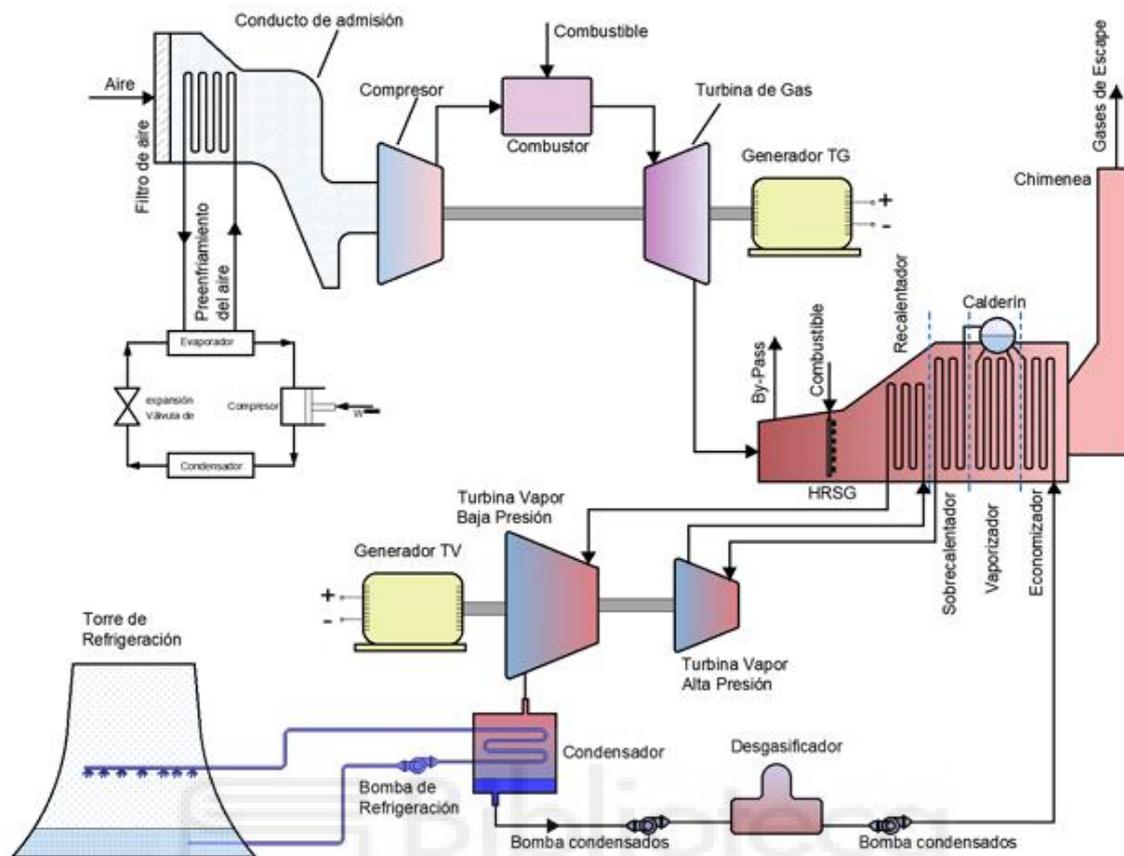


Figura 9. Central Térmica de Ciclo Combinado

A continuación, nos centraremos en las centrales térmicas y termosolares, sobre las cuales se basa este trabajo.

1.3. CENTRALES TÉRMICAS.

Las Centrales generadoras de energía, son instalaciones industriales cuya función es generar energía eléctrica.

La mayoría de las centrales eléctricas contienen uno o más generadores eléctricos, maquinas giratorias las cuales transforman la potencia mecánica aplicada en un rotor y mediante un estator la transforman en potencia eléctrica.

La fuente de energía aprovechada para hacer girar el generador varía ampliamente.

La mayoría de las centrales eléctricas térmicas queman combustibles fósiles como el carbón, el petróleo y gas natural (Centrales térmicas de Vapor, Centrales de Biomasa Centrales Ciclo

Combinado) para calentar el agua de una caldera y con el vapor generado mover una turbina la cual, al estar conectada a un generador eléctrico, se produce la energía eléctrica.

También existen hay otras centrales térmicas las cuales usan la energía nuclear para calentar el agua de una caldera y generar vapor, estas centrales utilizan energías fósiles como he indicado antes, las cuales denominamos Centrales de energías no renovables, las cuales suelen generar residuos y contaminan más el medioambiente.

También existen otras centrales térmicas que usan las denominadas energías renovables para generar energía eléctrica, como son la termo solar y la geotérmica.

En este trabajo hablaremos de las Centrales Térmicas de Ciclo Rankine, describiremos su funcionamiento y los elementos que las componen, pero nos centraremos en las Centrales Térmicas Solares de Ciclo Rankine, en concreto en la central termo solar de Villena.

Como introducción a las centrales termo solares, estas centrales usan la radiación solar concentrada en un punto mediante unos heliostatos para calentar el agua de una caldera y generar el vapor necesario para girar la turbina que genera la energía eléctrica, existen de diferentes tipos en función de cómo se concentra la energía, pero el funcionamiento es similar entre ellas.

1.3.1. PARTES DE UNA CENTRAL TÉRMICA.

En este apartado se describirán las partes de una central térmica.

▪ TECNOLOGÍA DE FUNCIONAMIENTO

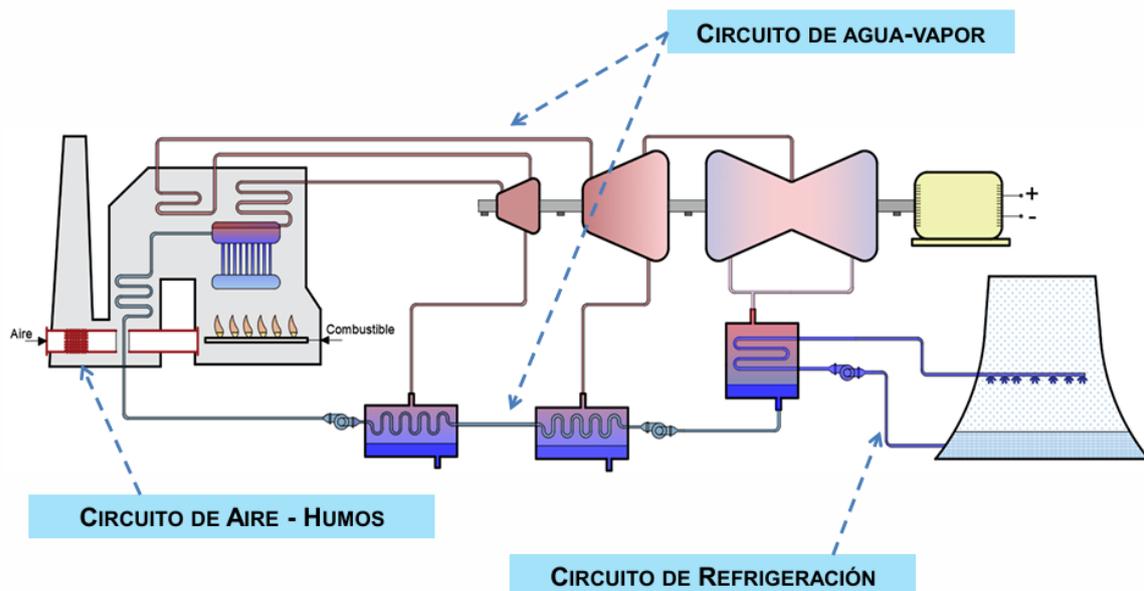


Figura 10. Esquema Central térmica convencional

En la Figura 10 podemos observar que una central térmica convencional está compuesta por varios circuitos; un circuito de aire-humos, un circuito de agua-vapor y un circuito de refrigeración. Los cuales describiremos a continuación.

1.3.1.1. CIRCUITO DE AGUA-VAPOR.

Procedente del condensador llega el agua de alimentación a la caldera, comprimida con una o más bombas y calentada, en principio, por uno o varios precalentadores regenerativos y, más tarde, en el economizador por los humos que abandonan la caldera en dirección a la chimenea. En la caldera se vaporiza en el vaporizador, y el vapor saturado se recoge en el tambor superior, o calderín. Pasa luego al sobre calentador donde, se calienta hasta la temperatura máxima prevista antes de ser enviado a la turbina.

El vapor pasa por la turbina de alta presión, tras la cual retorna de nuevo a la caldera para incrementar nuevamente su temperatura en el recalentador. A la salida del recalentador el vapor llega a la turbina de media presión y después de ésta a la turbina de baja presión. En las diferentes etapas de turbina el vapor cede energía mecánica al provocar el giro del rodete y con él el del rotor del alternador. El vapor, ya casi sin exergía, abandona la turbina y pasa al condensador, donde se transforma en líquido, cediendo calor al agua de refrigeración, que se calienta a su paso por el condensador. El condensado se manda de nuevo a la caldera para repetir el ciclo.

- Caldera:

Es el elemento encargado de transferir la energía química contenida en el combustible al vapor en forma de energía térmica.

Las diferentes secciones en las que se divide la caldera se clasifican en función del estado en el que se encuentre el vapor a su paso, estas secciones las podemos observar en la Figura 11.

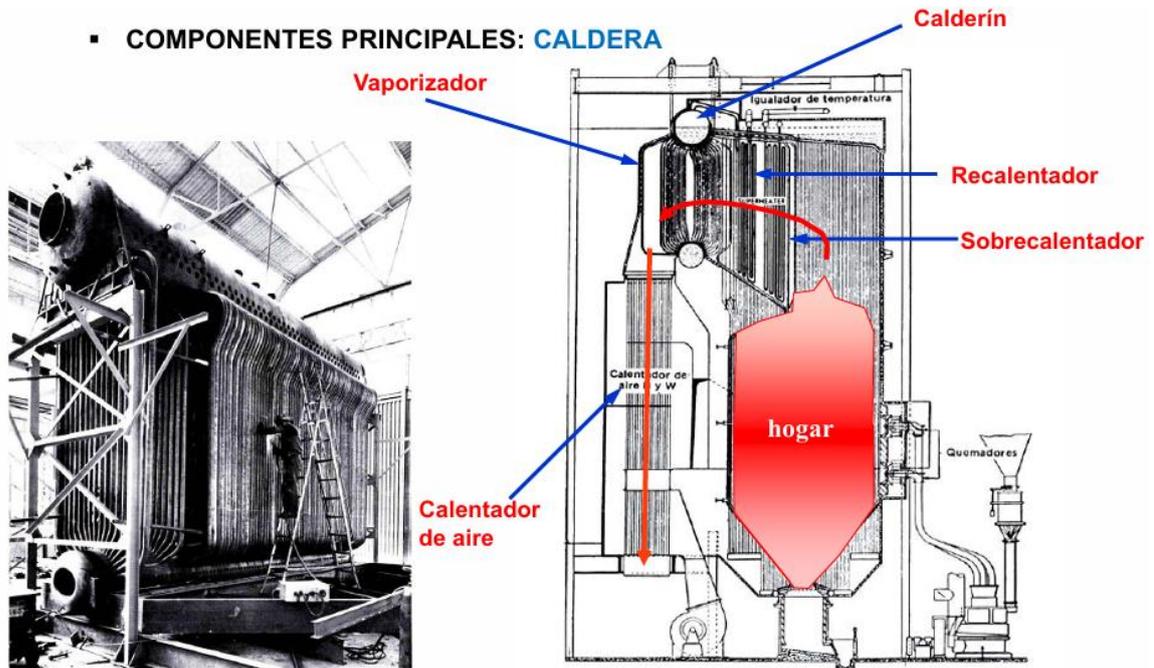


Figura 11. Componentes de una caldera

-Vaporizador:

El vaporizador es la sección de la caldera en la cual el agua de alimentación pasa de estado líquido a estado vapor. El vapor saturado que se va formando es recogido en el tambor superior, o calderín. El vapor ligeramente húmedo sale por la parte superior del calderín y entra en el sobrecalentador.

-Sobrecalentador:

En el sobrecalentador, el vapor saturado que sale por la parte superior del calderín incrementa su temperatura hasta las condiciones idóneas para ser enviado a la primera etapa de turbina.

-Recalentador:

En el recalentador, el vapor procedente de la primera etapa de turbina es calentado nuevamente antes de ser enviado a la segunda etapa de turbina o turbina de media presión.

-Economizador:

En el economizador el líquido saturado procedente del condensador aumenta su temperatura gracias al calor residual de los humos de la combustión antes de que estos abandonen la caldera a través de la chimenea.

En el calderín se recibe el fluido desde los haces del vaporizador y separa el líquido saturado del vapor saturado. El líquido es nuevamente enviado al vaporizador para cambiar de fase, mientras que el vapor saturado se envía al sobrecalentador para continuar incrementando la temperatura de este.

-Precalentador:

En el precalentador de aire los humos, antes de ser expulsados por la chimenea, ceden calor al aire de entrada, incrementando la temperatura de este antes de producirse la reacción de combustión. De esta forma se reducen las pérdidas energéticas en los humos, a la vez que se mejora el rendimiento de la caldera. El hogar es la sección de la caldera en la cual se produce la reacción de combustión. Otras secciones importantes de la caldera son la tolva de admisión de combustible y el cenicero (sólo en combustibles sólidos), así como la chimenea, etc.

-Turbina de Vapor



Figura 12: Turbina Central Térmica.

Una turbina de vapor es una turbomáquina motora, que transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica a través de un intercambio de cantidad de movimiento. La energía mecánica es aprovechada en el eje del generador para producir la energía eléctrica. El vapor procedente del sobre calentador llega a la turbina, entrando primeramente a una cámara de vapor en espera de pasar por una serie de toberas, equidistantes y concéntricas, situadas en un disco llamado distribuidor. El vapor sale a gran velocidad, por las toberas e índice de forma tangencial sobre una serie de álabes en movimiento, integrados en una rueda llamada rodete. La forma de los álabes obliga al flujo de vapor a un cambio de dirección; con ello varía su cantidad de movimiento, lo que origina una fuerza que actuando sobre los álabes y hace girar el rodete.

La turbina se compone de tres partes principales: el cuerpo del rotor, que contiene las coronas giratorias de álabes, la mitad inferior de la carcasa y la mitad superior.

- Condensador.

Después de expandirse en la turbina, el vapor pasa al condensador donde cede el calor no transformable en trabajo. Un gran haz de tubos horizontales proporciona una superficie de contacto considerable entre el agua de refrigeración, que fluye por su interior, y el vapor que circula entre los tubos.

- Sistemas Auxiliares.

- Sistema de refrigeración de equipos: Bombas, valvulería y demás elementos necesarios para la refrigeración de Generador Eléctrico, Bombas de agua de alimentación, Compresores, etc.

- Planta de tratamiento de aguas: Agua filtrada-- Agua desionizada Agua desmineralizada.
- Planta de combustible líquido.
- Planta de tratamiento de efluentes.
- Sistema de aire comprimido.
- Sistema contraincendios.
- Sistema de control.

1.3.1.2. CIRCUITO DE AIRE-HUMOS.

Los gases de combustión formados en el hogar de la caldera salen con la ayuda del tiro natural de la chimenea y la adicional de un soplante de tiro. En su recorrido, pasan primero por el sobre calentador y por el recalentador que necesitan de mayores temperaturas; a continuación, por el vaporizador (haz de tubos que comunica el tambor inferior con el superior, o calderín), seguidamente por el economizador, y finalmente por el precalentador de aire. La misión de éste es aprovechar el calor residual de los humos, precalentando el aire de combustión que estamos mandando al hogar de la caldera con la ayuda de un soplante

1.3.1.3. CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN.

Resulta imposible aprovechar el 100% de la energía térmica trasferida desde el combustible al vapor, por lo que la energía no aprovechable debe ser evacuada al medio ambiente que rodea a la central. Dicha energía puede ser evacuada bien al aire, a través de aerocondensadores o torres de refrigeración, o bien al agua de un cauce público (un río o el mar) a través del condensador.

Existen, principalmente, tres posibles soluciones para la evacuación del calor en una central térmica: Circuito abierto, semi-abierto y cerrado.

- Circuito Abierto:

Tomando agua de un cauce público (mar, río o embalse) y devolviéndola a este cauce varios grados por encima.

Es el sistema que produce un mayor rendimiento, pero los grandes caudales necesarios, el salto térmico que provoca y su impacto ambiental son graves inconvenientes.



Figura 13. Central Térmica de circuito abierto con intercambio al mar

En la Figura 13, podemos observar una central térmica de circuito de refrigeración abierto al mar, esto indica que la central requiere grandes cantidades de agua para refrigerar el vapor que sale de la etapa de turbina.

- Circuito Semiabierto:

Utiliza una menor cantidad de agua (existen reposiciones debidas al vapor de agua cedido al ambiente), pero produce un menor rendimiento que el circuito abierto.

Aun así, es el sistema más utilizado.

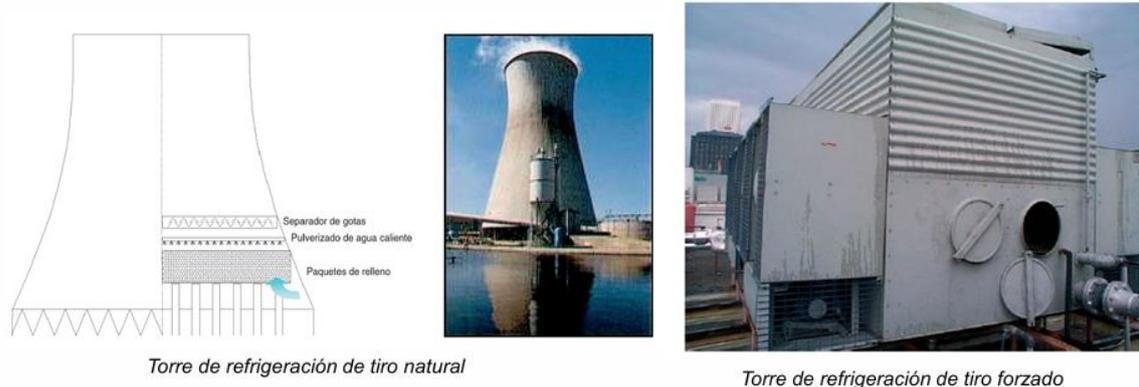


Figura 14. Torres de refrigeración de tiro natural y tiro forzado.

Las torres de refrigeración o torres de enfriamiento de agua son equipos que basan su funcionamiento en el principio del enfriamiento evaporativo. Los equipos de enfriamiento evaporativo incorporan: una superficie de intercambio de calor, un dispositivo de distribución de agua, un sistema de ventilación (natural o forzada) encargado de favorecer y, en su caso, forzar el paso del aire ambiente a través del relleno de intercambio de calor y masa, y diferentes componentes auxiliares tales como una balsa colectora de agua, bomba de recirculación, separadores de gotas e instrumentos de control.

Las torres de refrigeración enfrían el agua caliente, procedente del condensador, pulverizándola en forma de lluvia de gotas que caen en un entramado o relleno intercambiador. A su vez, el aire ambiente entra por las aberturas inferiores que se encuentran por encima del depósito de agua y atraviesa la torre de abajo hacia arriba. La transferencia de calor se produce cuando el agua (a mayor temperatura) y el aire (a menor temperatura) confluyen en el relleno de la torre, en el que tiene lugar el intercambio térmico entre los dos fluidos. Al evaporarse, el agua toma el calor que necesita del resto del agua circulante, enfriándola. De esta manera el agua enfriada cae en la base de la torre y ya está lista para poder volver a ser enviada al condensador. El consumo de agua de esta tecnología se debe a la necesidad de reponer la masa de agua evaporada (6% aprox.).

- Circuito Cerrado

En este circuito no utiliza agua como fluido refrigerante sino aire impulsado por grandes ventiladores. Intercambio de calor directo Vapor-Aire. Es el que menos rendimiento produce en la central, pero a cambio, no requiere agua para su funcionamiento y la inversión inicial es muy inferior a las otras dos soluciones presentadas.



Figura 15. Aerocondensadores

-Aerocondensador (Seco):

Un aerocondensador (Figura 15) es un sistema directo de refrigeración seco donde el vapor es condensado en un intercambiador de calor de tubos con aletas. La transmisión de calor entre el vapor y el aire es por convección. Esta disipación de calor ocurre al forzar al aire mediante ventiladores a circular alrededor de los tubos aleteados que recorre el vapor que acaba condensando.

Como ventaja de esta tecnología encontramos el no tener consumo de agua ni necesitar un circuito de agua auxiliar al ser un sistema directo. Como gran inconveniente, el consumo de potencia de los ventiladores es muy grande, ya que se requiere de un gran flujo másico de aire para poder disipar todo el calor rechazado en el ciclo. Estamos hablando de un aumento de los costes de inversión de entorno al 5-10% por unidad de energía respecto a los sistemas húmedos. Además, como sistema seco su rendimiento será menor que el de un sistema húmedo.

-Funcionamiento:

Básicamente el funcionamiento del aerocondensador es el siguiente. El vapor sale de la turbina con unas condiciones de presión, temperatura y una cierta cantidad de vapor,

conocida como título. Este llega al condensador, formado por haces de tubos inclinados un cierto ángulo por donde circula un fluido refrigerante, en este caso, aire a temperatura ambiente. Al pasar por los haces tubulares, el aire le quita calor al vapor y este se condensa, es decir pasa de estar en una mezcla de estado líquido y gas a estar en estado líquido puro. El proceso ideal supondría que el calor transferido del vapor al aire fuera el mínimo que garantizara que el vapor se condensa en su totalidad, pero sin llegar a bajar de temperatura, como se observa en el diagrama T-S el punto 3 se mantiene sobre la línea. En la realidad esta precisión no es posible. Es necesario dar un margen de seguridad que garantice que todo el vapor ha sido condensado. El motivo es que las bombas de condensado no funcionarían si el fluido no está totalmente condensado.

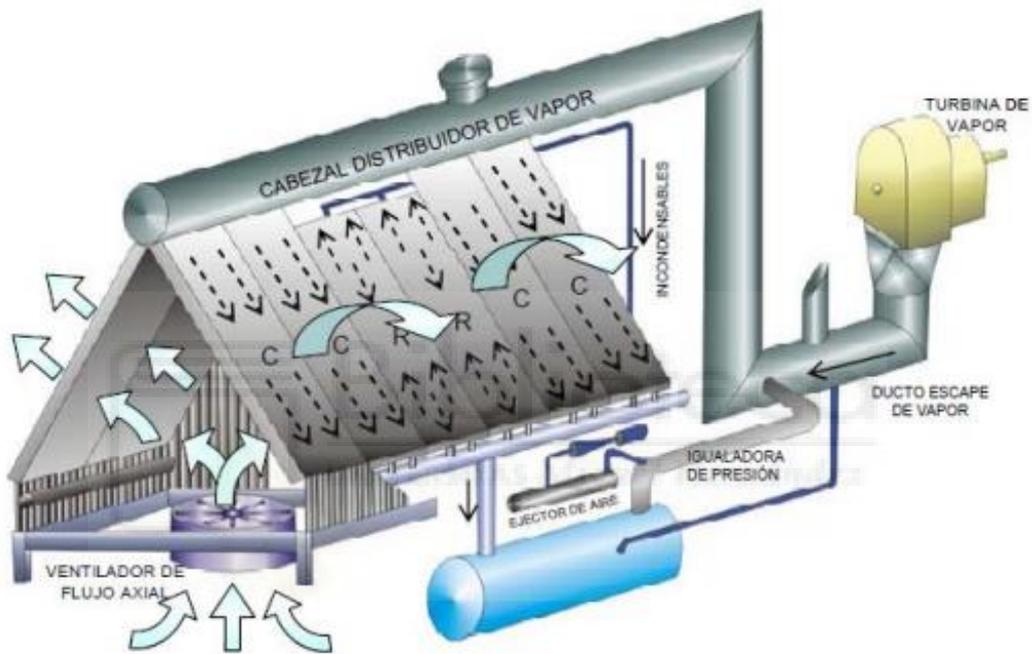


Figura 16 Esquema Aerocondensador

El vapor al condensarse baja por los haces de tubos por acción de la gravedad hasta los colectores situados debajo de los haces tubulares. Desde aquí el condensado es devuelto a la caldera mediante las bombas de condensado.

-Proceso de condensación:

El proceso de condensación de vapor viene dado al entrar en contacto el vapor con una superficie cuya temperatura se mantiene con un valor inferior al de saturación del fluido a la presión a la que se encuentra. El fluido al condensarse pierde energía térmica y esta es equivalente al calor latente de condensación.

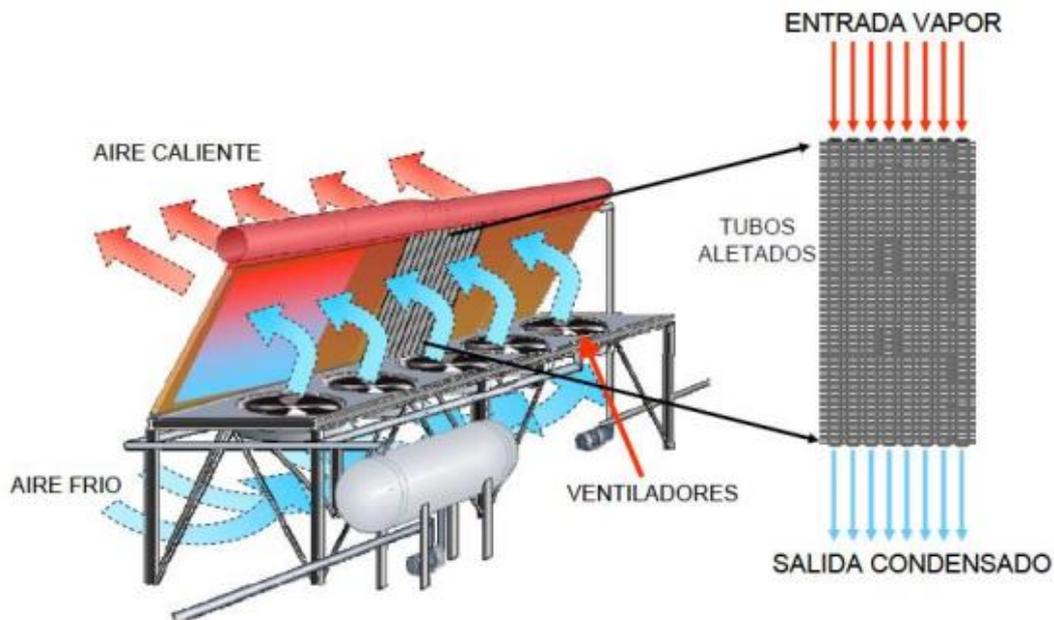


Figura 17. Representación fluidos aerocondensador.

Al aparecer la fase líquida en la superficie de contacto, puede hacerlo en forma de gotas individuales o mediante una película continua, en cuyo caso se denomina condensación por película.

En la mayoría de los casos de condensación, el condensado se va reemplazando por la acción de la gravedad para dar paso a que el vapor que queda se siga condensando.

Por con siguiente, en los tubos inclinados se produce una mejor tasa de intercambio de condensado ya que esta baja por gravedad para almacenarse en los colectores.

Existen, como acabamos de mencionar, dos formas generales en las que se puede producir la condensación. La condensación por película, que ocurre normalmente cuando el vapor contiene pocas sustancias contaminantes y se condensa sobre una superficie limpia. Bajo estas suposiciones se observa que el condensado aparece en forma de una película continua y que esta fluye sobre la superficie por acción de la gravedad.

-Incondensables:

La efectividad de los aerocondensadores se ve reducida considerablemente si tenemos gases incondensables presentes durante el proceso de condensación. Es por esto por lo que los aerocondensadores han de descargar continuamente los gases incondensables.

Balance energético del aerocondensador:

Un intercambiador de calor precisa de un determinado gradiente de temperatura para que se pueda efectuar la transmisión del calor. El aerocondensador es un intercambiador aire-agua

el cual sufre el mismo tratamiento de un condensador clásico, cumpliendo con la relación de calores donde el calor entregado por el aire es igual al calor retirado del fluido a condensar.

- Ventajas de cada circuito:

-Circuito Abierto: Necesita poco mantenimiento, tiene un alto rendimiento y el gasto energético en sistemas auxiliares es mínimo.

-Circuito Semi-abierto: Necesita consumir muy poca agua, tiene un buen rendimiento y tiene un gasto energético en sistemas auxiliares moderado.

-Circuito Cerrado: Consumo de agua nulo, coste inicial reducido, necesita poco mantenimiento y además no se puede emplazar prácticamente en cualquier lugar ya que no necesita consumir agua.

- Desventajas de cada circuito:

-Circuito Abierto: Necesita consumir mucha agua con lo cual está obligado a emplazamiento cerca del mar, ríos o cualquier cauce público y tiene un elevado coste inicial.

-Circuito Semiabierto: Necesita muchísimo mantenimiento y tiene un coste inicial alto.

-Circuito Cerrado: Elevado gasto energético en auxiliares y un rendimiento bajo.

Ahora hablaremos sobre los ciclos Térmicos.

1.3.2. CICLOS TÉRMICOS.

Los ciclos térmicos más empleados en las centrales térmicas son el ciclo Rankine (Turbina de Vapor), el ciclo Brayton (Turbina de Gas) y los ciclos combinados (Rankine y Brayton).

El presente trabajo se centrará en el ciclo Rankine.

- Ciclo Rankine

El ciclo Rankine, también conocido como ciclo de vapor o simplemente turbina de vapor, es un ciclo de potencia que emplea el agua y su estado gaseoso como fluido de trabajo. El ciclo consiste en aumentar la presión del agua en una bomba y posteriormente evaporarlo en una caldera. Una vez se encuentra en estado gaseoso se hace pasar por una turbina para el aprovechamiento de la energía del vapor y producir energía mecánica que, gracias a un alternador, se convertirá en energía eléctrica. Por último, a la salida de la turbina, el fluido pasa por un condensador, de donde saldrá con condiciones de líquido saturado para entrar

posteriormente en la bomba iniciando de nuevo el ciclo termodinámico. En el caso del ciclo Rankine, se emplea agua y vapor como fluidos de trabajo, por lo tanto, aparecen cambios de fase. Entonces, en el diagrama p-v o T-s aparecerá una campana de cambio de fase que indica los puntos de saturación del fluido como se observa en la siguiente figura, mientras que, en el interior de la campana se encuentra mezcla de líquido y gas.

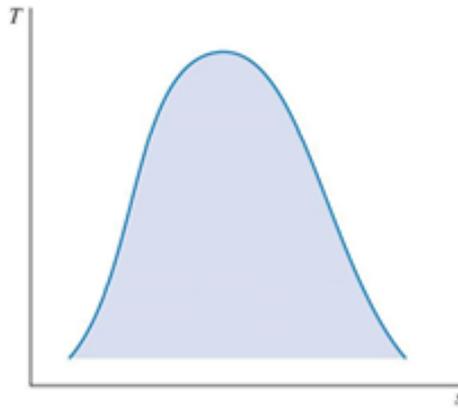


Figura 18. Diagrama T-s del agua

La parte derecha de la campana de saturación corresponde a vapor saturado, y fuera de la campana se encuentra vapor sobrecalentado que se hallará en la entrada de las turbinas para evitar la aparición de pequeñas gotas que pueden dañar los álabes.

Por otro lado, la parte izquierda representa el líquido saturado. Estas líneas cercanas a la campana en la zona de líquido saturado se encuentran muy cercanas ya que apenas hay modificaciones significativas del volumen específico y aumento de temperatura al aumentar la presión del fluido, como se puede apreciar en las bombas del ciclo Rankine.

Por último, en el interior de la campana de saturación se tiene mezcla de líquido y vapor, es decir, el fluido está cambiando de fase y por dicha razón, las líneas isotermas e isobaras son horizontales, porque durante el cambio de fase, éstas no cambian.

- Operación del Ciclo Rankine.

El ciclo Rankine utiliza generalmente agua como fluido de trabajo, ya que existe un límite de temperatura para el que el agua es más eficiente; sin olvidar que el agua no es ni inflamable ni tóxica, asimismo es de fácil acceso y de coste reducido.

Por estas razones, el fluido más empleado para operar bajo un ciclo Rankine es el agua. Exceptuando aplicaciones muy concretas y a bajas temperaturas.

En primer lugar, se realiza el aumento de presión del fluido de trabajo en la bomba donde entra en condiciones de líquido saturado y sale a una presión mayor sin aumentar en exceso su temperatura.

Posteriormente, mediante la aportación energética de un combustible en la caldera que, a diferencia del ciclo Brayton, puede ser casi cualquier cosa, se evapora el fluido de trabajo. Éste pasa por la turbina para que incida sobre los álabes y genere energía cinética en eje de la turbina que es solidario con el eje del generador eléctrico.

Por último, el vapor de agua o mezcla de agua y vapor, presente a la salida de la turbina entra en un condensador donde saldrá bajo condiciones de líquido saturado para entrar de nuevo en la bomba e iniciar el ciclo.

La instalación general del ciclo es la formada por los cuatro componentes principales, y se muestra en la siguiente figura, donde además se encuentra el diagrama T-s correspondiente al ciclo.

En el diagrama, se puede observar que la salida del condensador es un punto perteneciente a la línea de líquido saturado, como se ha comentado anteriormente. Por otro lado, aparece un sobrecalentamiento en el vapor (3') para evitar la aparición de gotas de agua en la turbina y, por tanto, evitando así posibles daños en los álabes de ésta. Además, el fabricante de la turbina recomienda un título de vapor (que representa el porcentaje de vapor existente en una mezcla agua-vapor, siendo 0 para líquido saturado y 1 para vapor saturado) mínimo que ha de tener la salida de la turbina para que no exista ningún problema durante el funcionamiento.

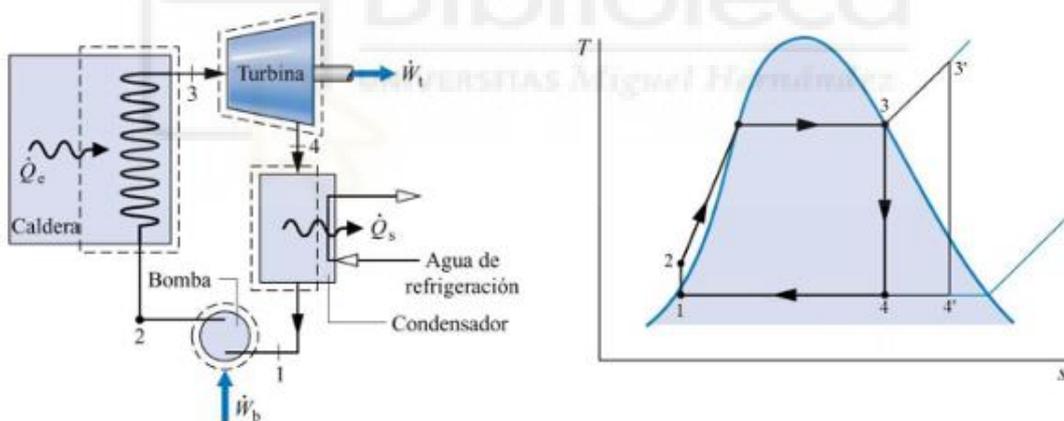


Figura 19. Esquema reducido de la instalación y diagrama T-s del Ciclo Rankine Ideal.

Los procesos que componen el ciclo Rankine, representados en el diagrama son:

1-2: Compresión isentrópica en la bomba. En el ciclo real este proceso no es isentrópico. La bomba presenta un rendimiento isentrópico cercano al 85%. El aumento de temperatura en la bomba es mínimo ya que como se puede observar en el diagrama T-s, en la región de líquido subenfriado (región a la izquierda de la curva de líquido saturado) las isóbaras están muy cercanas y el aumento de temperatura del agua es ínfimo.

2-3': Calentamiento del agua y evaporación de este a presión constante en el interior de la caldera.

3'-4': Expansión isoentrópica en la turbina. En el ciclo real este proceso no se realiza de forma isoentrópica, sino que la turbina consta de un rendimiento isoentrópico del 90-95% obteniéndose una entalpía a la salida de la turbina ligeramente superior a la del punto ideal.

4'-1: Condensación. Enfriamiento y cambio de fase a presión y temperatura constante en el condensador.

- Análisis termodinámico.

Empleando tanto el primer como el segundo principio de la termodinámico, teniendo en cuenta que el gasto másico es constante durante todo el ciclo y que el ciclo opera bajo régimen estacionario, y considerando despreciables la energía cinética y potencial del fluido respecto a la entalpía, se obtienen las siguientes expresiones de potencia para cada elemento del ciclo y posteriormente la expresión del rendimiento global del ciclo.

En primer lugar, la bomba opera bajo condiciones adiabáticas:

$$0 = \dot{Q}_{pump} - \dot{W}_{pump} + \dot{m} * (h_1 - h_2) \quad (1)$$

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m} * (h_1 - h_2) < 0$$

La caldera no consume potencia mecánica, por lo tanto, la potencia térmica en la caldera será:

$$0 = \dot{Q}_{cald} - \dot{W}_{cald} + \dot{m} * (h_2 - h_3) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{m} * (h_2 - h_3) > 0$$

De igual forma que la bomba, la turbina se considera adiabática y la energía mecánica producida se determina:

$$0 = \dot{Q}_{turb} - \dot{W}_{turb} + \dot{m} * (h_3 - h_4) \quad (3)$$

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m} * (h_3 - h_4) > 0$$

En el condensador se cede el calor necesario del vapor para que condense a otra corriente de refrigerante a menor temperatura, por tanto, no existe ninguna potencia mecánica.

$$0 = \dot{Q}_{cond} - \dot{W}_{cond} + \dot{m} * (h_4 - h_1) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} * (h_1 - h_4) < 0$$

Por consiguiente, la expresión del rendimiento será:

$$\eta_{\text{SteamTurbine}} = \frac{\dot{W}_{\text{NETA}}}{\dot{Q}_{\text{INLET}}} = \frac{\dot{W}_{\text{turb}} + \dot{W}_{\text{pump}}}{\dot{Q}_{\text{cald}}} = \frac{(h_3 - h_4) + (h_1 - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (5)$$

Una vez analizados todos los componentes del ciclo Rankine y obtenida la expresión del rendimiento del ciclo ideal, destacar que en los casos reales hay que tener en cuenta las irreversibilidades tanto en el proceso de expansión como de compresión llevado a cabo en la bomba. Estas irreversibilidades se tienen en cuenta mediante los rendimientos isoentrópicos comentados con anterioridad.

Con el objeto de contrarrestar estas irreversibilidades y optimizar en cierta medida el ciclo termodinámico se pueden encontrar ciertas mejoras del ciclo Rankine.

- Mejoras del Ciclo Rankine.

Como veremos más adelante se pueden realizar varias mejoras o modificaciones del ciclo simple ya estudiado. Estas modificaciones pueden aumentar la eficiencia del ciclo y disminuir en gran medida el gasto de combustible.

Esto lo comprobaremos mediante un estudio y el programa EES, que nos ayudara a obtener unas gráficas y resultados de la forma más exacta posible.

En primer lugar, se puede aumentar el rendimiento del ciclo llevando a cabo un incremento de la presión inicial de expansión, es decir, aumentando la presión de la caldera. Teniendo en cuenta que la temperatura a la entrada de la turbina es la misma, de igual forma que la presión en el condensador, se obtienen diferentes presiones en la caldera siendo $P_{3'} > P_3$

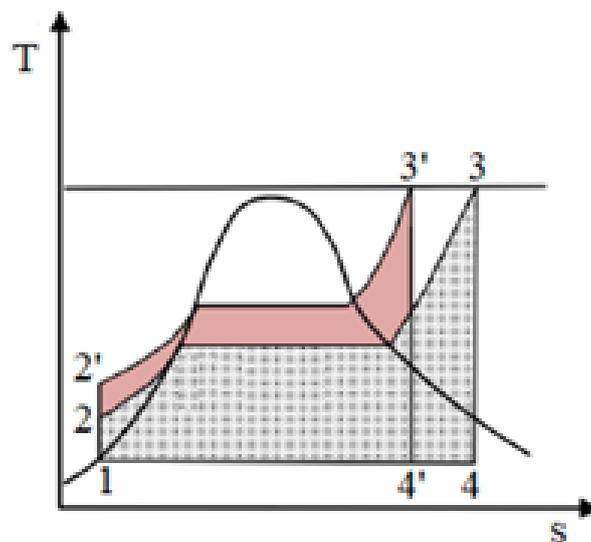


Figura 20. Mejora del rendimiento de un ciclo Rankine con el aumento de la temperatura de entrada en la turbina.

Con este aumento de la presión en la caldera se consigue un aumento significativo en el rendimiento global del ciclo ya que el aumento que se produce en la potencia útil es mayor a la potencia extra en la bomba. Por lo tanto, en estas calderas se tiende a aumentar la presión a la entrada de la turbina. Sin embargo, existe un inconveniente. Debido al aumento de la presión en la entrada de la turbina, se produce una disminución del título de vapor a la salida de ésta, lo que puede llegar a dañar los álabes de la turbina si aparece mucha cantidad de líquido dentro de ella. Por lo tanto, se puede aumentar ligeramente el rendimiento del ciclo gracias a un aumento de presión en la caldera, teniendo siempre controlado el título de vapor a la salida de la expansión y verificando que sea superior en todo momento al mínimo establecido por el fabricante.

Otro método para aumentar el rendimiento del ciclo Rankine es aquel que consiste en aumentar la temperatura inicial de la expansión. La demostración del aumento de potencia útil es simple ya que, únicamente hay que fijarse en el tamaño del área encerrada por el ciclo el cual representa la potencia neta del ciclo. Y como se puede observar en la figura, la potencia útil del ciclo es mayor cuando aumenta la temperatura de entrada en la turbina. Además, el aumento de potencia térmica necesaria para alcanzar dicha nueva temperatura es inferior respecto al aumento de potencia neta del ciclo, en consecuencia, el rendimiento aumenta siempre que la temperatura de salida de la caldera aumente.

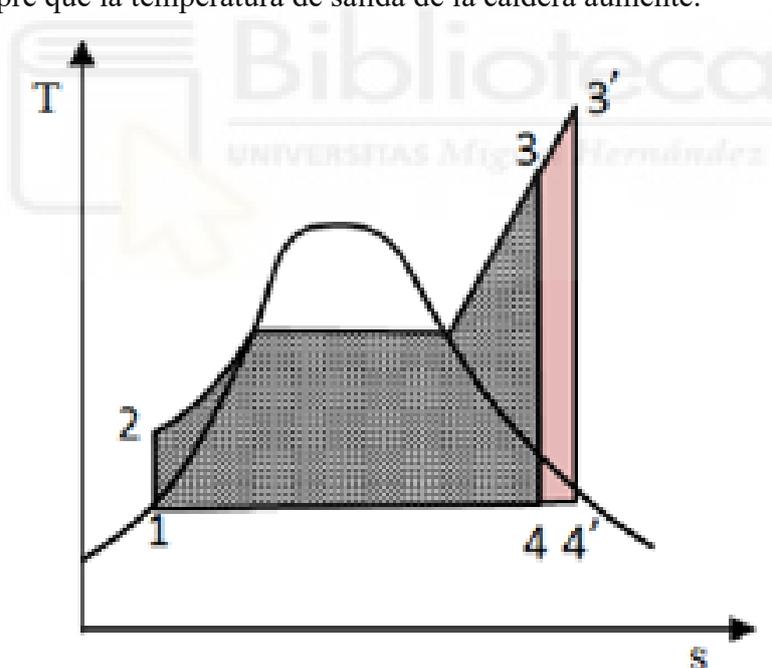


Figura 21. Mejora del rendimiento de un ciclo Rankine con el aumento de la temperatura de entrada en la turbina

Por otro lado, el aumento de la temperatura a la entrada de la turbina supone un aumento del título de vapor como se puede observar en el diagrama T-s. De esta forma, pueden llegar a combinarse este método y el anterior de aumento de la presión en la caldera para ensalzar el rendimiento del ciclo.

También se puede aumentar el rendimiento del ciclo disminuyendo la presión a la salida de la turbina, o lo que es lo mismo, la presión del condensador. Mediante esta variación se mantienen estables la presión y temperatura a la entrada de la turbina, pero al disminuir la presión del condensador cambian el resto de los puntos.

De esta forma, se produce un aumento de la potencia útil del ciclo, aunque conlleva un incremento de la potencia de la bomba y de la potencia térmica necesaria en la caldera. Sin embargo, estos aumentos en la bomba y en la caldera son inferiores a la ganancia de potencia útil, por lo tanto, el rendimiento del ciclo consigue aumentar.

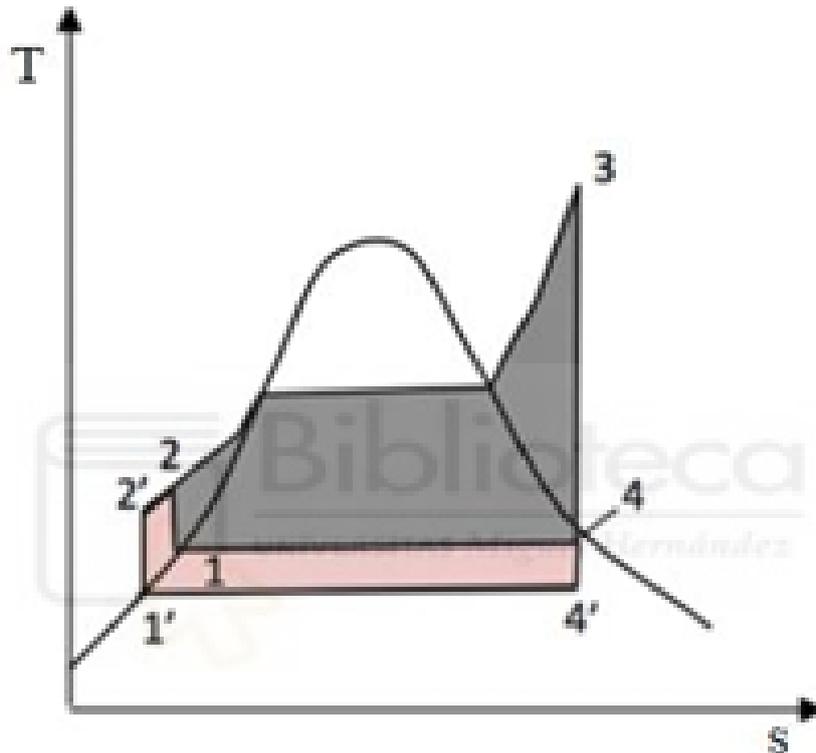


Figura 22. Mejora del rendimiento del ciclo Rankine disminuyendo la presión en el condensador

Nuestro estudio sobre las mejoras del rendimiento del ciclo Rankine se centrará en la disminución de la presión del condensador con ayuda del Circuito de Refrigeración y la variación de la temperatura del fluido condensante.

Otra mejora disponible para el ciclo Rankine es la adición de una etapa de recalentamiento y la expansión en varias etapas. De esta forma, se consigue un aumento de la potencia desarrollada en la turbina con un gasto término no demasiado elevado.

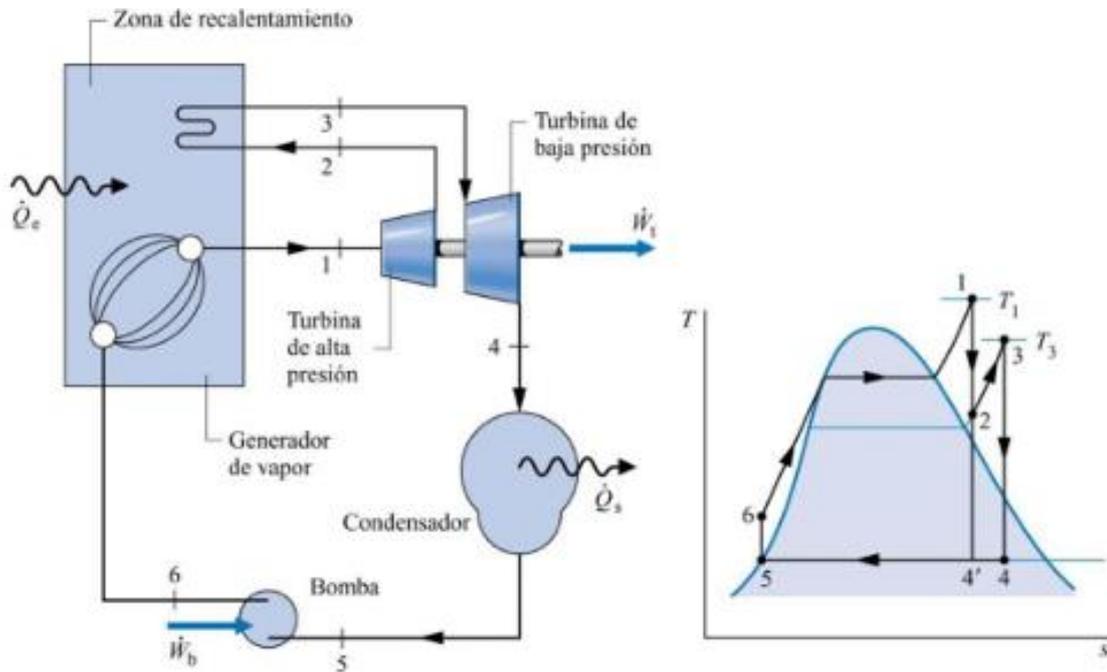


Figura 23. Esquema de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine con recalentamiento.

Con este recalentamiento el aumento de la potencia útil generada en la turbina está garantizado. Sin embargo, el rendimiento aumentará o disminuirá en función de las temperaturas de las expansiones y del calentamiento. Si la temperatura media del recalentamiento es superior a la temperatura promedio del calentamiento inicial, el rendimiento aumentará. Por el contrario, si el recalentamiento se realiza a temperaturas menores que el recalentamiento, el ciclo no será tan eficiente como el inicial.

Para finalizar, también aparece el ciclo Rankine con regeneración. Dicho ciclo consiste en el aprovechamiento del calor del vapor procedente de un sangrado de la turbina para precalentar el agua ya comprimido. De esta forma, se reduce la potencia térmica necesaria en la caldera y se ahorra combustible [15].

Para la realización de este aporte de calor previo a la caldera se emplean diferentes intercambiadores de calor llamados feedwater heater.

En primer lugar, se puede realizar la regeneración mediante un feedwater heater abierto. En este tipo de intercambiador se mezclan las corrientes, por lo tanto, deben estar a la misma presión. Debido a esto aparecerá una bomba después del condensador y previa al intercambiador para aumentar la presión del agua condensado hasta la presión del sangrado de la turbina. Posteriormente, aparecerá otra bomba que aumentará la presión del fluido hasta la establecida en la caldera y en la entrada de la turbina.

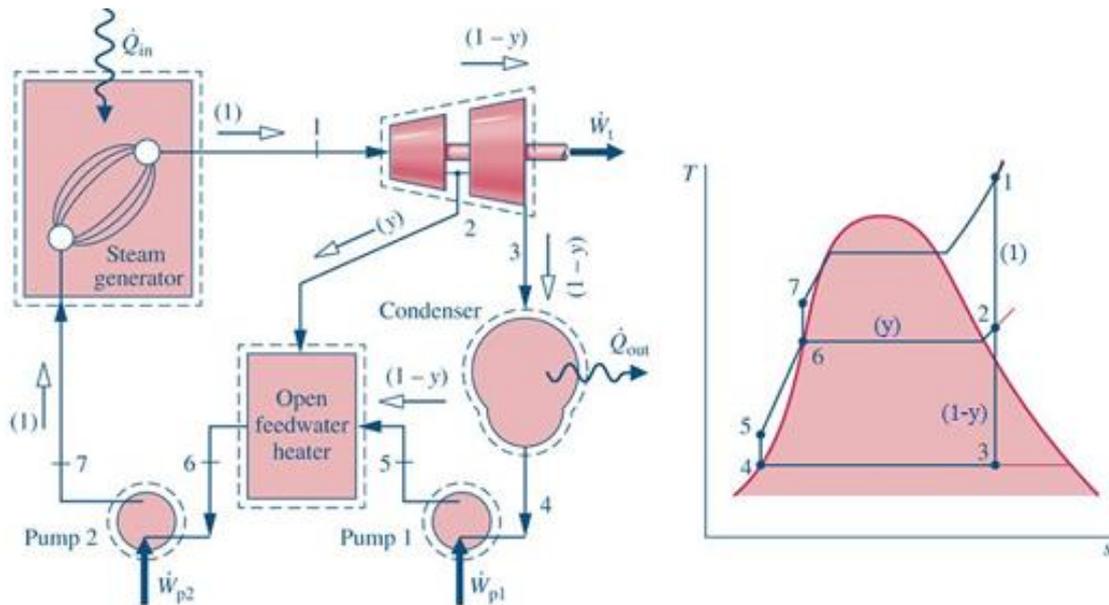


Figura 23. Esquema de la instalación y diagrama T-s del ciclo Rankine con regeneración mediante un feedwater heater abierto (desaireador).

Como se puede observar tanto en el esquema de la instalación como en el diagrama T-s, se inicia la expansión del vapor y luego se realiza un sangrado, por tanto, en la segunda etapa de expansión el flujo es menor, entonces disminuirá la potencia útil total del ciclo. Sin embargo, aunque disminuya la potencia útil del ciclo, el rendimiento de éste aumenta debido a que el precalentamiento del líquido antes de la caldera supone un ahorro importante en la potencia necesaria para calentar el fluido.

También se pueden incorporar intercambiadores cerrados para la realización de la regeneración en el ciclo Rankine. En este tipo de intercambiadores no se produce la mezcla de los flujos entrantes, por lo que pueden ser distintos fluidos y encontrarse a presiones diferentes.

La corriente procedente del sangrado de la turbina, que se encuentra a gran temperatura, calienta el líquido procedente del condensador, y a la salida del feedwater heater puede conectarse a un elemento anterior del ciclo, o mezclarse con la corriente entrante en la caldera.

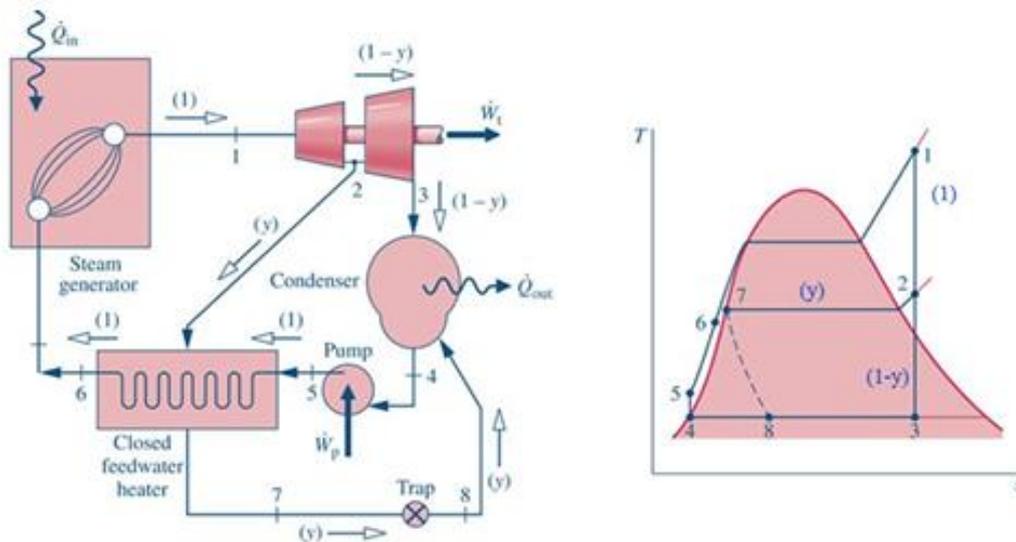


Figura 24. Esquema de la instalación del ciclo Rankine con regeneración mediante feedwater heater cerrado con drenaje hacia atrás (condensador) y su correspondiente diagrama T-s

1.4. ENERGÍA TERMOSOLAR:

Como se ha mencionado con anterioridad, el presente trabajo se va a centrar en el estudio del funcionamiento de la Central Termosolar de Villena. No obstante, antes de entrar en detalle con el análisis de esta central, se va a llevar a cabo una breve descripción de las diferentes tecnologías que operan hoy en día. Así pues, en los siguientes apartados se describen cada una de ellas.

1.4.1. APLICACIONES DE LA ENERGÍA SOLAR.

- Energía Solar Térmica de baja temperatura

Una instalación solar térmica de baja temperatura consiste en una instalación capaz de absorber la energía térmica contenida en los rayos solares para calentar un fluido, que generalmente suele ser agua o agua más anticongelante.

Las aplicaciones más comunes de esta tecnología son la producción de agua caliente para uso sanitario (ACS) en edificios de viviendas y/o del sector terciario o para calefacción de espacios. Este sistema lo podemos observar en la Figura 25.

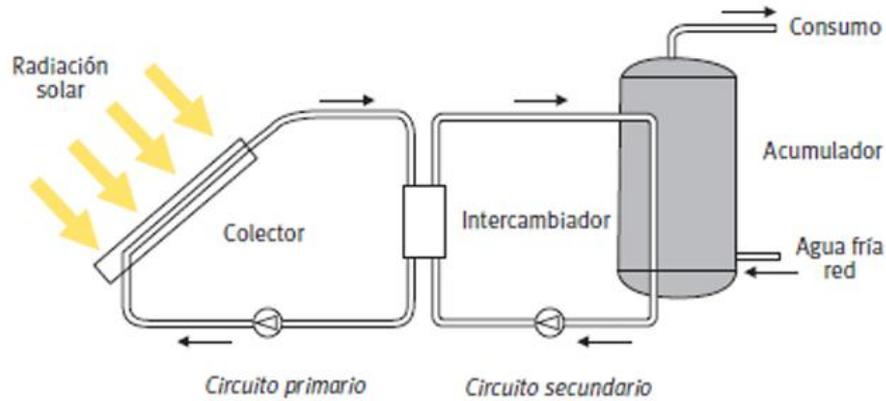


Figura 25: Representación gráfica de una instalación ACS en vivienda

El captador solar es el elemento más importante de las instalaciones solares térmicas, ya que es el encargado de transformar la radiación electromagnética que llega del Sol en energía térmica aprovechable, incrementando para ello la temperatura de un fluido.

En aplicaciones de baja temperatura los captadores más empleados son los captadores planos y los de tubo de vacío, como se puede observar en la Figura 26.



Captador solar plano



Captador solar de tubo de vacío

Figura 26. Captador solar plano y captador solar de tubo de vacío

- Concentración solar de baja temperatura.

Se trata de sistemas de concentración mediante lentes o espejos parabólicos para concentrar la radiación solar, calentando así un fluido de trabajo, tal y como podemos observar en la Figura 27.

Los diseños de cocina solar actuales utilizan la tecnología de concentración de los rayos solares. Son muy útiles para el cocinado de alimentos y la pasteurización de agua en países subdesarrollados.



Figura 27. Diseño de cocina solar.

- Aplicaciones de la energía solar arquitectura solar pasiva.

Hace referencia al aprovechamiento de la energía solar para el acondicionamiento térmico de los edificios sin la necesidad de emplear elementos mecánicos ni equipos consumidores de energía. Este tipo de arquitectura trata de aprovechar la energía incidente sobre los huecos y los elementos opacos de los edificios, bloqueando ésta con el uso de elementos de sombra durante la época estival. Se cuidan aspectos como la orientación del edificio, la morfología, los materiales que emplean, así como la ubicación en el terreno.

Esto lo podemos observar en la Figura 28., vemos como la orientación de la vivienda y la arquitectura de esta permite que el Sol en invierno incida en la ventana para aprovechar la mayor cantidad posible de la radiación proveniente del Sol y cuando es verano la arquitectura de la vivienda impide que toda la radiación del Sol entre.

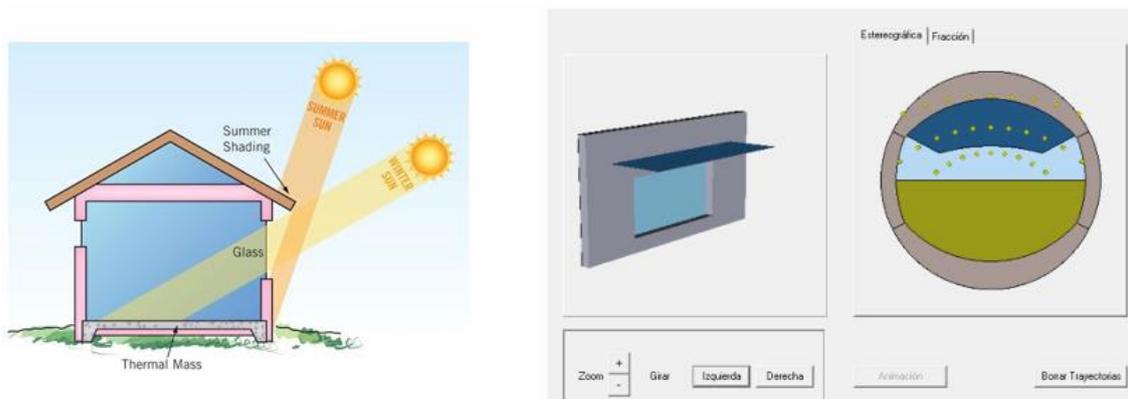


Figura 28. Estilos de arquitectura solar pasiva.

- Concentración Solar de Alta Temperatura.

Se trata de sistemas de concentración mediante lentes o espejos parabólicos para concentrar la radiación solar y emplearla como calor de entrada en un ciclo de potencia para la generación de energía eléctrica.

Las centrales termo solares de alta temperatura utilizan sistemas de concentración mediante lentes o espejos parabólicos para concentrar la radiación solar, calentando así un fluido de trabajo hasta niveles aceptables para su aprovechamiento en ciclos de potencia (turbina de vapor, turbina de gas, motor stirling, etc...)

Se distinguen actualmente cuatro áreas tecnológicas con distinta madurez comercial y distintas perspectivas:

- Canales Cilindro-Parabólicos.
- Sistemas de concentradores lineales de Fresnel (LFR).
- Sistemas de Disco Parabólico.
- Sistemas de Receptor Central o Torre Solar.

Estos sistemas los podemos observar en la Figura 29.



Figura 29. Tecnologías de concentración solar de alta temperatura.

1.4.2. TIPOS DE CENTRALES TERMOSOLARES.

- Centrales termosolares de canales cilindro parabólicos.

Producen electricidad de manera similar a las centrales térmicas convencionales: utilizando vapor para accionar una turbina. El combustible utilizado para la producción del vapor es la radiación solar y no un combustible fósil.

El principal elemento diferenciador de las plantas termo solares es el campo solar, el cual provee el calor al ciclo de potencia a partir de la captación concentración de la radiación solar.

En un campo solar de espejos cilindro-parabólicos la radiación solar incide sobre unos espejos parabólicos que, a su vez, la concentran sobre la focal de la parábola. En la focal de la parábola se localiza el tubo absorbedor, por el cual circula el fluido caloportador que se calienta ($\Delta T \approx 100^\circ\text{C}$).

Cuando el fluido caloportador llega al generador de vapor, este cede el calor al circuito secundario agua-vapor. El circuito agua-vapor es el mismo que en cualquier central térmica convencional.

Los módulos captadores están compuestos de:

- El espejo reflector
- El tubo absorbedor
- La estructura



Figura 30. Canales Cilindro Parabólicos.

Los módulos se agrupan en colectores (SCA), que a su vez están compuesto por un número determinado de (SCE) y este a su vez por un número de espejos concreto. Dichos módulos se mueven conjuntamente para que la radiación solar siempre incida en un plano lo más perpendicular posible a la superficie de los módulos.

Varios SCAs se unen en serie para formar lazos, que componen la unidad productiva mínima ($P_{\text{LAZO}} \approx 1,6 \text{ MW}$).

Un campo solar está formado por n lazos para poder captar la potencia térmica necesario que será empleada como calor de entrada al ciclo de potencia.

Características principales de las centrales termosolares CCP:

1. Son la tecnología más madura en la actualidad y suponen casi el 95% de la producción de energía termosolar en el mundo.
2. Se utilizan reflectores de espejo cilindro-parabólicos para concentrar la luz solar en tubos receptores (600 ÷ 800 m) ubicados en la línea focal de la parábola.
3. El fluido caloportador (HTF) es una especie de aceite térmico sintético que no cambia de fase a lo largo de su recorrido por el campo solar.
4. El aceite se calienta desde unos 290 °C a la entrada hasta unos 390 °C, con una temperatura límite inferior a los 400 °C.
5. Sistema de hullage. Requieren de sistemas que elimine los productos orgánicos derivados de la degradación del aceite, normalmente filtraciones y destilaciones sucesivas.
6. Relación de concentración 80:1.
7. Inversión inicial aproximada 4,5 millones de euros por MW.
8. Las plantas CCP actuales tienen una capacidad de generación de entre 10 y 300 MW
9. El tubo receptor, ubicado en la focal de la parábola, está formado por dos tubos concéntricos, uno metálico (interior) y un segundo de cristal (exterior), esto se puede observar en la Figura 30.

El aceite térmico (HTF) circula por el interior del tubo metálico, mientras que entre el tubo interior y el exterior se produce el vacío para reducir las pérdidas térmicas por convección y conducción. Así se mejora el rendimiento de la captación térmica.



Figura 31. Tubo Receptor.

-Sistema anticongelación.

Este tipo de tecnología puede funcionar también con hibridación con combustibles fósiles, aunque en España, en la actualidad, esta solución no está permitida por ley. Por ello, las calderas de apoyo sólo se emplean para mantener el HTF por encima de su temperatura de congelación en aquellos momentos en los que no existe aporte solar y la temperatura exterior es baja y se corre el riesgo de congelación del HTF.

-Almacenamiento térmico.

También existe la posibilidad de incorporar sistemas de almacenamiento térmico. La solución tecnológica más común es aquella en la que se usan depósitos de sales fundidas. Esto permite generar energía eléctrica incluso durante las horas nocturnas o en momentos sin radiación solar. Esta característica convierte a las centrales CCP en tecnologías gestionables, capaces de adaptar la generación a la demanda.

Las soluciones de almacenamiento térmico, en la actualidad, cuentan con una capacidad de almacenamiento de entre 1 y 24 h de energía a plena carga.

- Centrales Termosolares de espejos Fresnel.

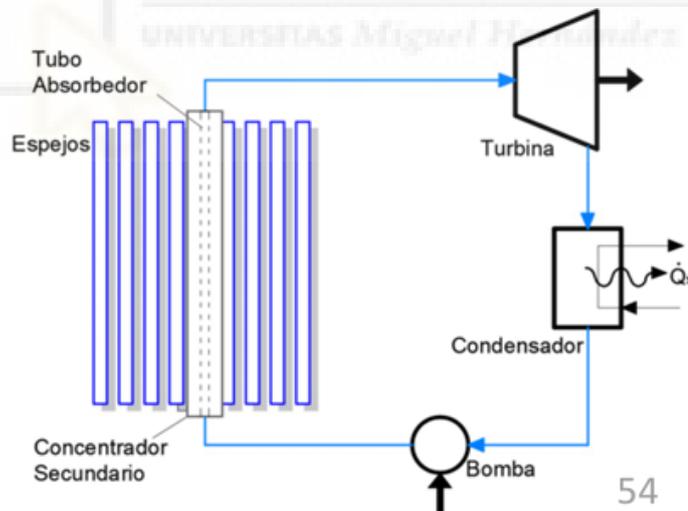


Figura 32. Esquema Ciclo Rankine Central termosolar de espejos Fresnel.

Un conjunto de reflectores planos (concentrador primario) reflejan la radiación solar sobre un receptor lineal invertido elevado (concentrador secundario). Finalmente, la radiación solar se concentra sobre el tubo absorbedor, ubicado en el eje del concentrador secundario, calentando el fluido caloportador que circula por el interior de este. Por lo general, el fluido caloportador suele ser agua, que se envía directamente a la turbina como vapor saturado o vapor sobrecalentado.

Se trata de un sistema de concentración lineal, similar a los canales cilindro parabólicos, con menor coste en espejos, concentrador y estructura soporte.

El ciclo de potencia lo completan la turbina, el condensador y las bombas, al igual que en un ciclo de Rankine convencional, como se observa en la Figura 32.

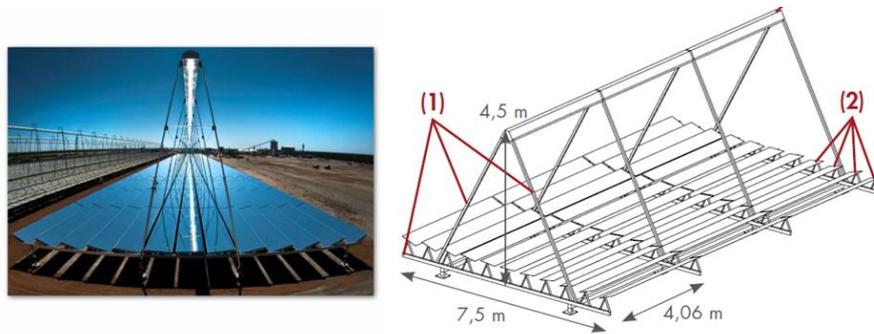


Figura 33. Sistema Espejos Fresnel

1. Estructura soporte
2. Espejos reflectores o Concentrador Primario
3. Concentrador Secundario y Tubo Absorbedor

Las centrales de tecnología Fresnel se pueden entender como una evolución reciente de las centrales CCP, donde se han llevado a cabo ciertas modificaciones con el objetivo de reducir su complejidad de construcción y operación y, por lo tanto, su coste. En contraprestación, los rendimientos alcanzados son menores que los que se consiguen con las centrales CCP.

Algunas de sus características son:

1. La tecnología Fresnel concentra la radiación solar a lo largo de un tubo absorbedor situado a varios metros de altura, de entre 600 y 900 metros de longitud.
2. La reflexión se produce con espejos planos que simulan un espejo curvo con la variación individual del ángulo de cada fila de espejos.
3. Un sistema de reflexión secundario en la parte superior del tubo absorbedor mejora la relación de concentración.
4. Con seguimiento solar de forma autónoma en el eje longitudinal de los espejos reflectores. Seguimiento sólo en acimut.
5. Sistema de limpieza autónoma y sencilla.
6. Relación de concentración 20:1
7. Inversión inicial aproximada 3,1 millones de euros por MWE.

8. A la salida del absorbedor se tiene vapor a unos 270 °C y unos 55 bares de presión (vapor saturado).
9. Mayor aprovechamiento de la superficie del terreno (12 mil m² por MWE)
10. Requerimientos menos exigentes para el tubo absorbedor por las menores temperaturas alcanzadas en su interior.
11. Menor coste de los espejos reflectantes.
12. Menor rendimiento térmico.
13. Menor rendimiento óptico.
14. Ofrece sistemas en semisombra

- Centrales Termosolares de discos Parabólicos.

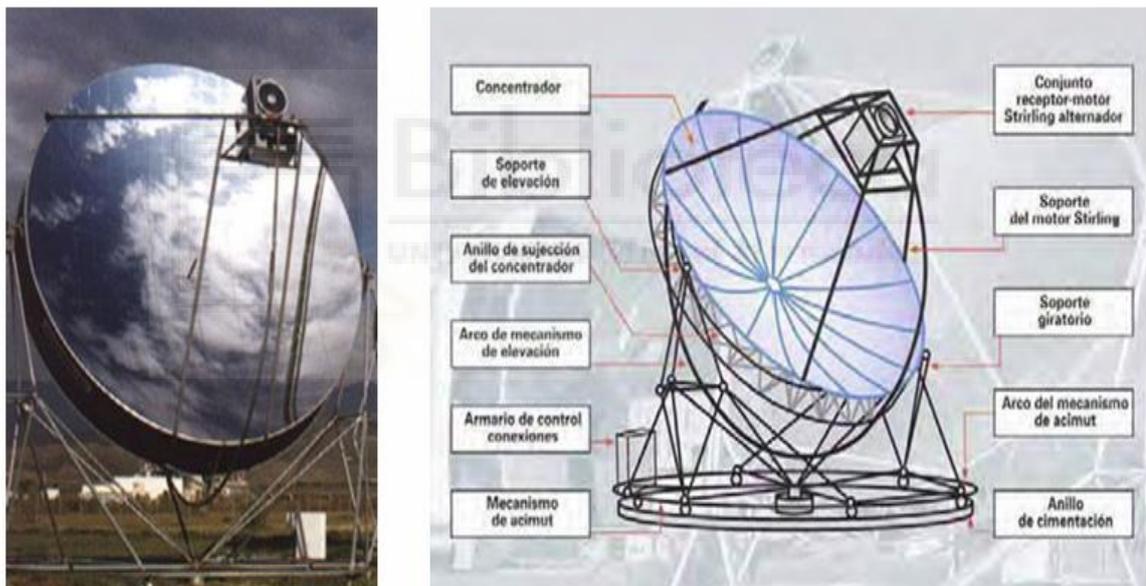


Figura 34. Representación esquemática de un concentrador de disco parabólico

Un reflector parabólico en forma de disco concentra los rayos solares en un receptor situado en el punto focal del disco. La energía de los rayos concentrados se absorbe en el receptor para calentar un fluido (generalmente gas o aire) a unos 750°C. Este fluido se emplea como fluido de trabajo en una pequeña turbina de gas o motor Stirling conectado al receptor. El concentrador puede modificar tanto su ángulo de acimut como de inclinación, por lo que es capaz de realizar un seguimiento de la trayectoria solar en dos ejes, incrementando así los niveles de concentración solar, respecto a las dos tecnologías anteriormente descritas.

Un concentrador de disco parabólico está formado por varios elementos, los cuales están representados en la Figura 34.

-Principales características de la tecnología de Discos Parabólicos:

1. Se trata de la tecnología más antigua. Los primeros prototipos se remontan hasta principios del siglo XIX.
2. Un reflector parabólico en forma de disco concentra los rayos solares en un receptor situado en el punto focal del disco, para calentar un fluido o gas (aire) a unos 750°C .
3. El fluido o gas calentado se utiliza para generar electricidad en un pequeño pistón o motor Stirling o una microturbina, conectada al receptor.
4. Los concentradores de disco parabólico son unidades individuales con un generador de motor montado en el punto focal del reflector.
5. Orientación perfecta en la dirección perpendicular a la radiación solar mediante un sistema de orientación en dos ejes.
6. Potencias modulares de entre 10 y 100 kW.
7. Relación de concentración de radiación solar de hasta 2000:1
8. Rendimiento del ciclo en torno al 40%.
9. Superficie del terreno requerida 4,5 hectáreas por MW instalado.

- Centrales Termosolares de concentrador central o de torre.

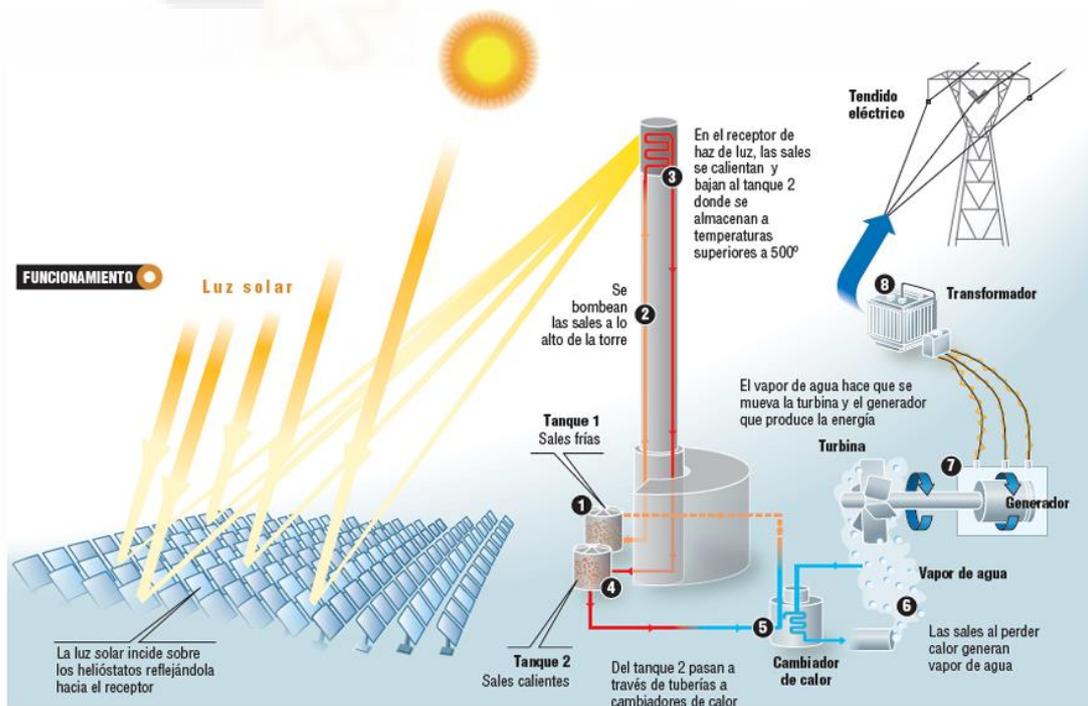


Figura 35. Esquema de funcionamiento de una central termosolar de concentrador de torre.

Los sistemas de receptor central (o torres de energía) utilizan un campo de espejos distribuidos (heliostatos) que realizan un seguimiento individual del sol (acimut e inclinación) y dirigen la luz solar hasta la parte superior de una torre.

El absorbedor se sitúa en la parte superior de la torre, donde se concentra la radiación solar entre 600 y 1000 veces, alcanzando temperaturas de 800 °C a más de 1000 °C.

La energía solar es absorbida por un fluido caloportador que lleva la energía hasta un intercambiador de calor, donde se dicha energía se emplea como calor de entrada en un ciclo agua-vapor convencional. Este método lo podemos observar mejor en la Figura 33.

Potencia media: 20 MWE El fluido caloportador:

- Agua: producción directa de energía
- Sales fundidas: con intercambiador de calor para generar vapor
- Aire: Precalentamiento del aire en turbinas de gas.

Rendimiento de la instalación en torno al 35% pico.

Coste de la instalación de unos 3 millones de € por MW.

1.3. ANTECEDENTES

El enunciado de la segunda ley de la termodinámica de Kelvin-Planck expone que es imposible para cualquier dispositivo que opera en un ciclo recibir calor de un solo depósito y producir una cantidad neta de trabajo. En otras palabras, una máquina térmica para producir trabajo debe recibir calor de una fuente a alta temperatura y liberar calor de desecho remanente en un sumidero.

1.4. OBJETIVOS

El objetivo de este trabajo de fin de grado es el estudio y análisis del funcionamiento de una central térmica con ciclo Rankine.

Primero, se analizará el ciclo Rankine simple y se implementarán ciertas mejoras, viendo qué impacto tienen éstas sobre los parámetros de la central; sobre todo en el rendimiento del ciclo y en el consumo del combustible.

Mediante el programa EES obtendremos una serie de datos y gráficas con una precisión muy cercana a la vida real, con lo cual nos ayudará a reducir tiempo y costes en los análisis.

Una vez llevado a cabo este estudio de un ciclo Rankine simple, usaremos los datos proporcionados por la central Termosolar de Villena, para realizar un estudio energético y medioambiental de la central, creando dos códigos EES cada uno representando situaciones diferentes; una situación real de un día en concreto (con una potencia y rendimiento inferiores al nominal) y otro referido a la situación de diseño (con los rendimientos óptimos posibles), para la generación de energía eléctrica, optimizando los recursos ambientales y la generación de electricidad a nivel económico.



CAPÍTULO 2. MATERIALES Y METODOLOGÍA.

2.1. ANÁLISIS DEL CICLO SIMPLE.

A continuación, realizaremos el estudio sobre un ciclo Rankine simple, con dos tipos de sistemas de condensación, un sistema de condensación mediante agua de mar y otro sistema de condensación con aire ambiente.

El objetivo de este análisis es familiarizarnos con los ciclos Rankine simples añadiéndoles una serie de mejoras y comprobar como influyen estas mejoras en los parámetros del ciclo.

Otro de los objetivos de este análisis es como varía el rendimiento del ciclo en función del sistema de condensación.

2.3. MODELADO DE LOS SISTEMAS DE CONDENSACIÓN.

Para modelizar el funcionamiento de los sistemas de refrigeración y poderlos relacionar con la T_{cond} , se considerará una ΔT constante para cada tecnología. El ΔT , Diferencia de Temperatura Inicial, se define como la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura mínima alcanzable por cada tecnología. En la Tabla 2 se muestra el valor considerado para cada tecnología y su definición.

Sistema enfriamiento	Fluidos en condensador	$\Delta T(^{\circ}C)$	Expresión
Aerocondensador	Vapor - aire	26,51 $^{\circ}C$	$T_{cond} - T_{ent_ref}$
Agua de Mar	Vapor - agua	26,51 $^{\circ}C$	$T_{cond} - T_{ent_ref}$

Tabla 2. Sistemas de enfriamiento

2.4. CICLO RANKINE SIMPLE

De entre todos los ciclos posibles nosotros nos centramos en el ciclo Rankine, el cual utilizara la central termosolar de Villena.

Primero crearemos mediante el programa EES, un código de un Ciclo Rankine Simple, con condensación mediante Agua de Mar (Circuito Abierto), cuya temperatura hemos obtenido previamente

Los datos del ciclo son los siguiente:

Potencia neta de 100 MW.

Rendimientos isoentrópicos de turbina y bomba son 85% y 70%, respectivamente.

Vapor sobrecalentado cuya presión es de 8 MPa y su temperatura es de 480°C

Presión de condensación de 8 kPa.

- Código EES (Ciclo Rankine Simple (Agua de Mar)).

"Datos:"

```
P[1]=80
T[1]=480
P[2]=0,08
x[3]=0 "Liq. Saturado"
eta_t=0,85
eta_b=0,7
W_dot_neto= 100000
T_ent_ref=15
T_sal_ref=35
Cp_ref=4,18
PCI=41000
"Rendimiento eléctrico del 98%"
eta_e=0,98
"Ecuaciones:"
```

"Turbina:"

```
h[1]=enthalpy(Water,T=T[1];P=P[1])
s[1]=entropy(Water,T=T[1];P=P[1])

ss[2]=s[1]
hs[2]=enthalpy(Water,s=ss[2];P=P[2])
s[2]=entropy(Water,h=h[2];P=P[2])
T[2]=temperature(Water,s=s[2];P=P[2])
eta_t=(h[1]-h[2])/(h[1]-hs[2])
```

"Bomba:"

```
P[3]=P[2]
h[3]=enthalpy(Water,x=x[3];P=P[3])
s[3]=entropy(Water,x=x[3];P=P[3])
T[3]=temperature(Water,x=x[3];P=P[3])

P[4]=P[1]
ss[4]=s[3]
hs[4]=enthalpy(Water,s=ss[4];P=P[4])
T[4]=temperature(Water,P=P[4];h=h[4])
s[4]=entropy(Water,T=T[4];P=P[4])

eta_b=(hs[4]-h[3])/(h[4]-h[3])
```

"Punto 5:"

```
P[5]=P[1]
x[5]=0
h[5]=enthalpy(Water,P=P[5];x=x[5])
s[5]=entropy(Water,P=P[5];h=h[5])
```

$T[5]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[5];h=h[5])$

"Punto 6:"

$P[6]=P[1]$

$x[6]=1$

$h[6]=\text{enthalpy}(\text{Water}, P=P[6];x=x[6])$

$s[6]=\text{entropy}(\text{Water}, P=P[6];h=h[6])$

$T[6]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[6];h=h[6])$

"A) Calcular el rendimiento térmico"

$W_{T_m_vapor}=(h[1]-h[2])$

$W_{B_m_vapor}=(h[4]-h[3])$

$Q_{e_m_vapor}=(h[1]-h[4])$

$\text{eta_termico}=(W_{T_m_vapor}-W_{B_m_vapor})/Q_{e_m_vapor}$

"B) El flujo másico de vapor, en kg/h"

$W_{\text{dot_neto}}=m_{\text{dot_vapor}}*(W_{T_m_vapor}-W_{B_m_vapor})$

"C) El calor transferido al fluido de trabajo a su paso por el generador de vapor, en kW"

$Q_{\text{dot_ent}}=m_{\text{dot_vapor}}*Q_{e_m_vapor}$

$Q_{\text{dot_sal}}=Q_{\text{dot_ent}}-W_{\text{dot_neto}}$

$Q_{\text{dot_sal}}=m_{\text{dot_ref}}*Cp_{\text{ref}}*(T_{\text{sal_ref}}-T_{\text{ent_ref}})$

$Q_{\text{dot_ent}}=m_{\text{dot_comb}}*PCI$

$W_e=W_{\text{dot_neto}}*\text{eta}_e$

- Resultados EES [Ciclo Rankine Simple (Agua de Mar)]

A continuación, vamos a representar los resultados obtenidos de la herramienta EES, tanto gráficas como tablas paramétricas.

-Gráfica T-s (Ciclo Rankine Simple).

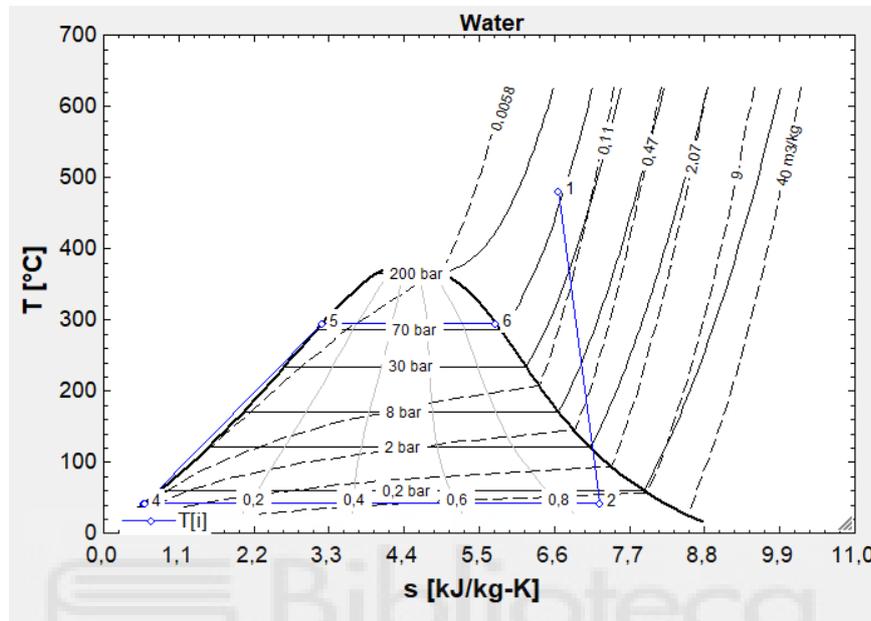


Figura 36. Gráfica T-s (Ciclo Rankine Simple)

En la Figura 36 se representa el Ciclo Rankine mediante datos T-s, donde se observa cada punto de la central, y sus datos de temperatura y entropía.

Donde existen dos presiones diferentes, la presión de vapor de 8MPa y la presión de condensación de 8kPa.

-Gráfica P₂-R. térmico.

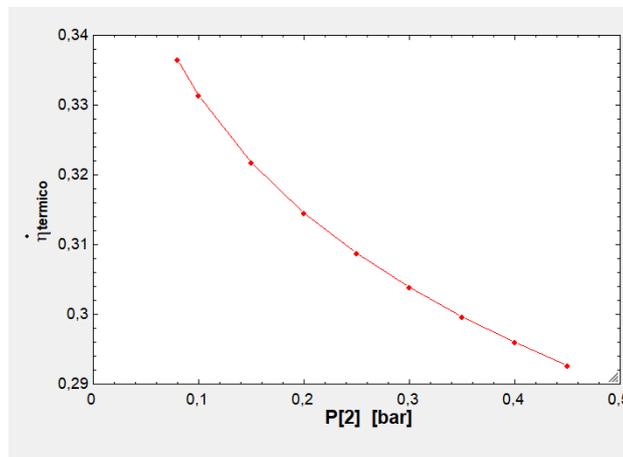


Figura 37. Gráfica P₂ – η_{térmico}

Como podemos observar en la Figura 37, si aumentamos la presión de condensación del punto 2, disminuiríamos el rendimiento térmico ya, en el punto 2 tenemos liquido saturado y al aumentar la presión, la temperatura del fluido también aumentara, aumentando la entalpia en ese punto 2.

Lo que genera una reducción de entalpias entre el punto 1 y el punto 2, con lo cual la turbina genera un trabajo menor. $W_{turbina} = m_{fluido} * (h1-h2)$

$$P2\uparrow - T2\uparrow(\text{liq. Saturado}) - h2\uparrow \rightarrow W_{turbina} \downarrow - \eta_{termico} \downarrow$$

$$P2\downarrow - T2\downarrow(\text{liq. Saturado}) - h2\downarrow \rightarrow W_{turbina} \uparrow - \eta_{termico} \uparrow$$

Por lo que, si la central tiene una demanda de x MWh, para generar esa cantidad de energía deberá consumir más combustible, si la presión de condensación aumentara y si la presión de condensación disminuye, la central tendrá un consumo menor de combustible.

$$P2\uparrow - T2\uparrow(\text{liq. Saturado}) - h2\uparrow \rightarrow m_{comb} \uparrow$$

$$P2\downarrow - T2\downarrow(\text{liq. Saturado}) - h2\downarrow \rightarrow m_{comb} \downarrow$$

-Gráfica T exterior (Agua de Mar)– R. térmico.

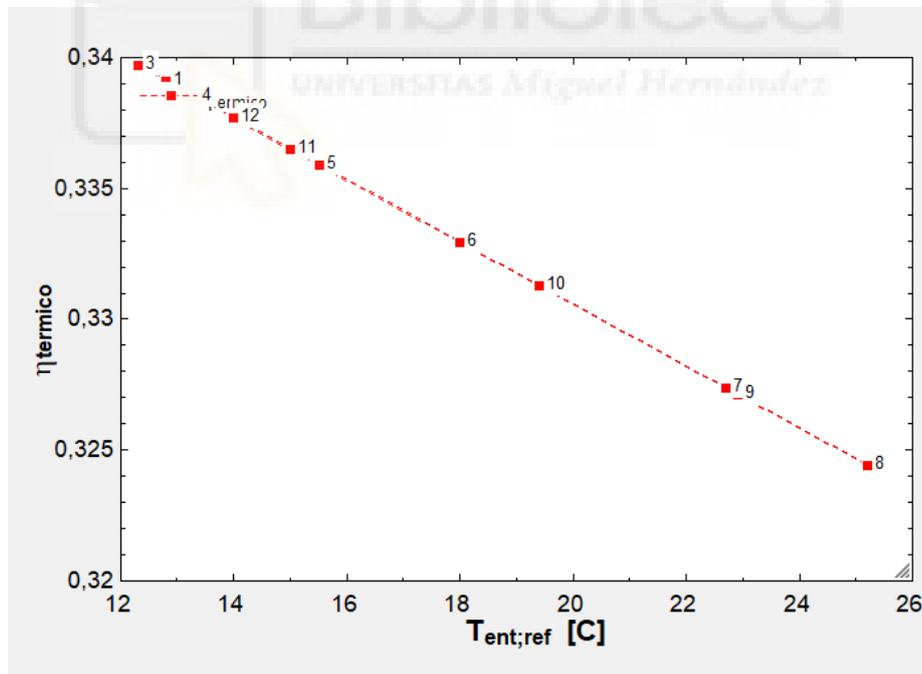


Figura 38. Gráfica $T_{ent. ref.} - \eta_{térmico}$

Como podemos observar en esta gráfica, al aumentar la temperatura de entrada del agua exterior ($\uparrow T_{ent_agua.}$) se reduce el rendimiento térmico del ciclo ($\downarrow \eta$).

Esto se debe a que existe una diferencia de temperatura ($\Delta T = \text{cte}$) entre la temperatura de condensación del fluido caliente; en este caso T_2 , y la temperatura de entrada del fluido frío; en este caso la temperatura del agua de entrada.

$$\Delta T = T_2 - T_{\text{ent agua}}$$

Esta diferencia de temperatura es constante y viene determinada según la eficiencia del intercambiador de calor (Condensador).

Por lo tanto, si aumentara la temperatura del agua a la entrada del condensador, aumentara también la temperatura de condensación.

$$\uparrow T_{\text{ent agua}} - \uparrow T_2 \quad \text{o por el contrario} \quad \downarrow T_{\text{ent agua}} - \downarrow T_2$$

Por consiguiente, el aumento o disminución de la temperatura de condensación, afectara al rendimiento del ciclo termodinámico.

$$\text{Si } \uparrow T_2 - \downarrow \eta_{\text{térmico}} - \uparrow \dot{m}_{\text{comb}}$$

$$\text{Si } \downarrow T_2 - \uparrow \eta_{\text{térmico}} - \downarrow \dot{m}_{\text{comb}}$$

- Tablas de datos

En este apartado, comprobaremos mediante EES como influye la temperatura del fluido de refrigeración, en nuestro caso trabajaremos con Agua de Mar y el Aire de Alicante del año 2024.

Como dato fijo mantendremos el valor del W_{neto} como 100MW.

En primera instancia utilizaremos la temperatura del Agua del mar mediterráneo en Alicante el año 2024.

-Tabla de datos EES [Agua de Mar (T^{aMax})].

1.12	1	2	3	4	5	6	7	8
	$T_{\text{ent,ref}}$ [C]	T_2 [C]	\dot{W}_{neto} [kW]	W_e [kW]	\dot{Q}_{ent} [kW]	\dot{Q}_{sal} [kW]	η_{termico}	\dot{m}_{comb}
Run 1	16,3	42,81	100000	98000	298548	198548	0,335	7,282
Run 2	16,2	42,71	100000	98000	298443	198443	0,3351	7,279
Run 3	16,2	42,71	100000	98000	298443	198443	0,3351	7,279
Run 4	18	44,51	100000	98000	300356	200356	0,3329	7,326
Run 5	22,5	49,01	100000	98000	305243	205243	0,3276	7,445
Run 6	26,6	53,11	100000	98000	309830	209830	0,3228	7,557
Run 7	29	55,51	100000	98000	312577	212577	0,3199	7,624
Run 8	29,4	55,91	100000	98000	313039	213039	0,3194	7,635
Run 9	27,7	54,21	100000	98000	311083	211083	0,3215	7,587
Run 10	25,3	51,81	100000	98000	308361	208361	0,3243	7,521
Run 11	22,7	49,21	100000	98000	305464	205464	0,3274	7,45
Run 12	18,2	44,71	100000	98000	300570	200570	0,3327	7,331

Tabla 3. Resultados Ciclo Rankine Simple [Agua de Mar (T^{aMax})].

En la Tabla 3, obtenemos los datos más representativos del ciclo Rankine (W_{neto} , W_e , Q_{ent} , Q_{sal} , $\eta_{\text{térmico}}$, m_{comb}), que se ven influenciados por la T^a máxima del agua de Mar en Alicante de cada mes de 2024, manteniendo la demanda de W_{neto} de la central en 100MW.

-Tabla de datos EES [Agua de Mar (T^a Min)].

1..12	1 $T_{\text{ent,ref}}$ [C]	2 T_2 [C]	3 \dot{W}_{neto} [kW]	4 W_e [kW]	5 \dot{Q}_{ent} [kW]	6 \dot{Q}_{sal} [kW]	7 η_{termico}	8 m_{comb}
Run 1	12,8	39,31	100000	98000	294891	194891	0,3391	7,192
Run 2	12,3	38,81	100000	98000	294375	194375	0,3397	7,18
Run 3	12,3	38,81	100000	98000	294375	194375	0,3397	7,18
Run 4	13,3	39,81	100000	98000	295408	195408	0,3385	7,205
Run 5	15,5	42,01	100000	98000	297705	197705	0,3359	7,261
Run 6	18	44,51	100000	98000	300356	200356	0,3329	7,326
Run 7	22,7	49,21	100000	98000	305464	205464	0,3274	7,45
Run 8	25,2	51,71	100000	98000	308249	208249	0,3244	7,518
Run 9	22,9	49,41	100000	98000	305685	205685	0,3271	7,456
Run 10	19,4	45,91	100000	98000	301860	201860	0,3313	7,362
Run 11	15	41,51	100000	98000	297180	197180	0,3365	7,248
Run 12	14	40,51	100000	98000	296135	196135	0,3377	7,223

Tabla 4. Resultados Ciclo Rankine Simple [Agua de Mar (T^a Min)].

En la Tabla 4; obtenemos los datos más representativos del ciclo Rankine (W_{neto} , W_e , Q_{ent} , Q_{sal} , $\eta_{\text{térmico}}$, m_{comb}), que se ven influenciados por la T^a mínima del agua de Mar en Alicante de cada mes de 2024, manteniendo la demanda de W_{neto} de la central en 100MW.

En estas tablas, se ha tenido en cuenta una central térmica de ciclo Rankine simple con una demanda de W_{neto} de 100MW, y como variable he empleado la temperatura máxima y mínima del agua de mar de Alicante en los meses del año 2024.

Como podemos observar en ambas tablas, al aumentar la temperatura del agua del mar, disminuye el rendimiento térmico; además para producir esa demanda de trabajo es necesario aumentar el consumo de combustible, con lo cual la producción se encarece; además, al quemar más combustible se aumenta la producción de CO_2 , además en la Tabla 4, existen mejores rendimientos que en la Tabla 3 ya que se tratan de temperaturas menores en comparativo a la Tabla 4.

Por lo tanto, en los meses de verano, el rendimiento de la central va a disminuir y en los meses de invierno el rendimiento será óptimo. El consumo de combustible también dependerá de la demanda que tenga la central, por lo que ira fluctuando.

A continuación, utilizaremos la temperatura media del aire en Alicante el año 2024.

-Tabla de datos EES [Aire (TªMedia)].

1..12	1	2	3	4	5	6	7	8
	$T_{ent,ref}$ [C]	T_2 [C]	\dot{W}_{neto} [kW]	W_e [kW]	\dot{Q}_{ent} [kW]	\dot{Q}_{sal} [kW]	$\eta_{termico}$	\dot{m}_{comb}
Run 1	13,9	40,41	100000	98000	296031	196031	0,3378	7,22
Run 2	14,4	40,91	100000	98000	296552	196552	0,3372	7,233
Run 3	15,8	42,31	100000	98000	298021	198021	0,3355	7,269
Run 4	17,1	43,61	100000	98000	299396	199396	0,334	7,302
Run 5	20,5	47,01	100000	98000	303052	203052	0,33	7,392
Run 6	24,2	50,71	100000	98000	307129	207129	0,3256	7,491
Run 7	27,5	54,01	100000	98000	310854	210854	0,3217	7,582
Run 8	28	54,51	100000	98000	311426	211426	0,3211	7,596
Run 9	24	50,51	100000	98000	306906	206906	0,3258	7,486
Run 10	21,2	47,71	100000	98000	303816	203816	0,3291	7,41
Run 11	17	43,51	100000	98000	299290	199290	0,3341	7,3
Run 12	12,4	38,91	100000	98000	294478	194478	0,3396	7,182

Tabla 5. Resultados Ciclo Rankine [Aire (Tª. Media)]

En la Tabla 5, obtenemos los resultados del estudio del ciclo Rankine simple con sistema de condensación mediante aire ambiente.

-Gráfica T exterior (Aire Ambiente)– R. térmico.

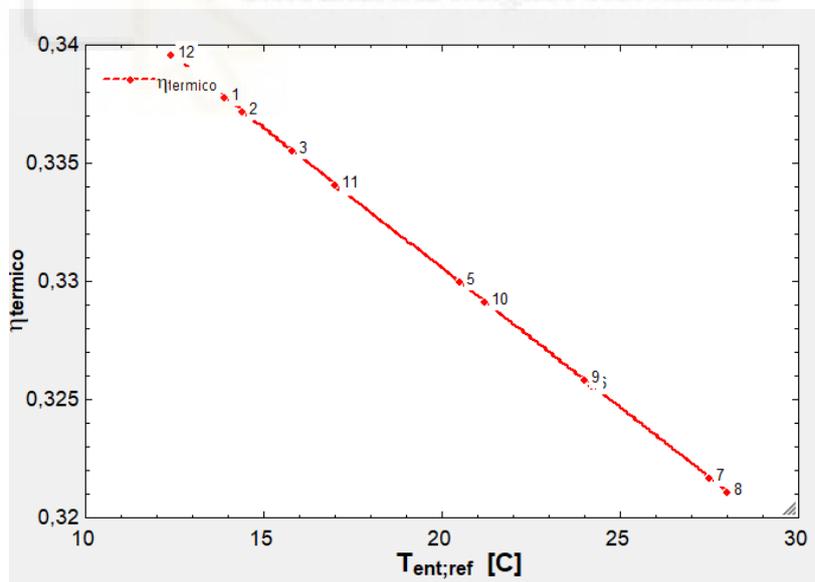


Figura 39. Gráfica $T_{ent.ref.} - \eta_{térmico}$

En la Figura 39 podemos observar cómo varía el rendimiento térmico del ciclo cuando fluctúa la Tª del aire exterior.

En comparación con el sistema de condensación con agua de Mar, el sistema de condensación mediante aire exterior tiene peores rendimientos en general ya que la temperatura media del aire exterior en general es superior a la Temperatura del agua de mar en cada mes del año 2024, además de que los consumos de combustible son superiores.

2.5. CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO (SISTEMA DE CONDENSACIÓN: AGUA DE MAR)

A partir de los datos iniciales del Ciclo Rankine anterior, hemos añadido un proceso de recalentamiento para comprobar como mejora el Ciclo Rankine y, además, hemos incluido que el sistema de condensación se realizara mediante agua de mar (Circuito Abierto).

- Datos:

- W_{neto} : 100MW.

-Rendimientos isoentrópicos de turbina y bomba son 85% y 70%, respectivamente.

-Vapor sobrecalentado cuya presión es 8MPa y 480°C.

Con estos datos y la herramienta EES, obtendremos unos resultados que nos permitirán avanzar con el estudio.

- Código EES [Ciclo Rankine con recalentamiento (Agua de Mar)]

"Datos:"

```
P[1]=80
T[1]=480
P[2]=7
P[3]=P[2]
T[3]=480
P[4]=0,08
P[5]=P[4]
x[5]=0 "Liq. Saturado"
eta_t=0,85
eta_b=0,7
W_dot_net= 100000
"T_ent_ref=15"
"T_sal_ref=35"
Cp_ref=4,18
PCI=41000
"Rendimiento eléctrico del 98%"
eta_e=0,98
"Ecuaciones:"
```

"Turbina AP:"

```
h[1]=enthalpy(Water;T=T[1];P=P[1])
s[1]=entropy(Water;T=T[1];P=P[1])
```

ss[2]=s[1]
hs[2]=enthalpy(Water,s=ss[2];P=P[2])
s[2]=entropy(Water,h=h[2];P=P[2])
T[2]=temperature(Water,h=h[2];P=P[2])
eta_t=(h[1]-h[2])/(h[1]-hs[2])

"Turbina BP"

h[3]=enthalpy(Water,T=T[3];P=P[3])
s[3]=entropy(Water,T=T[3];P=P[3])

ss[4]=s[3]
"T[4]=T_ent_ref+26,51"
hs[4]=enthalpy(Water,s=ss[4];P=P[4])
T[4]=temperature(Water,h=h[4];P=P[4])
"P[4]=pressure(Water,h=h[4];T=T[4])"

s[4]=entropy(Water,h=h[4];T=T[4])

eta_t=(h[3]-h[4])/(h[3]-hs[4])

"Bomba:"

h[5]=enthalpy(Water,x=x[5];P=P[5])
s[5]=entropy(Water,x=x[5];P=P[5])
T[5]=temperature(Water,x=x[5];P=P[5])

P[6]=P[1]
ss[6]=s[5]
hs[6]=enthalpy(Water,s=ss[6];P=P[6])
T[6]=temperature(Water,P=P[6];h=h[6])
s[6]=entropy(Water,T=T[6];P=P[6])

eta_b=(hs[6]-h[5])/(h[6]-h[5])

"Punto 7"

P[7]=P[1]
x[7]=0 "Liq. saturado"
T[7]=temperature(Water,P=P[7];x=x[7])
s[7]=entropy(Water,P=P[7];x=x[7])

"Punto 8"

P[8]=P[1]
x[8]=1 "Vapor saturado"
T[8]=temperature(Water,P=P[8];x=x[8])
s[8]=entropy(Water,P=P[8];x=x[8])

"A) Calcular el rendimiento térmico"

W_T_m_vapor=(h[1]-h[2])+(h[3]-h[4])

W_B_m_vapor=(h[6]-h[5])

Q_e_m_vapor=(h[1]-h[6])

eta_termico=(W_T_m_vapor-W_B_m_vapor)/Q_e_m_vapor

"B) El flujo másico de vapor, en kg/h"

W_dot_neto=m_dot_vapor*(W_T_m_vapor-W_B_m_vapor)

"C) El calor transferido al fluido de trabajo a su paso por el generador de vapor, en kW"

$$Q_{\text{dot_ent}} = m_{\text{dot_vapor}} \cdot Q_{\text{e_m_vapor}}$$

$$Q_{\text{dot_sal}} = Q_{\text{dot_ent}} - W_{\text{dot_neto}}$$

$$Q_{\text{dot_sal}} = m_{\text{dot_ref}} \cdot C_{p_ref} \cdot (T_{\text{sal_ref}} - T_{\text{ent_ref}})$$

$$Q_{\text{dot_ent}} = m_{\text{dot_comb}} \cdot PCI$$

$$W_e = W_{\text{dot_neto}} \cdot \eta_e$$



- Resultados EES [Ciclo Rankine con recalentamiento (Agua de Mar)]

A continuación, vamos a representar los resultados obtenidos de la herramienta EES, tanto gráficas como tablas paramétricas.

-Gráfica T-s (Ciclo Rankine con recalentamiento).

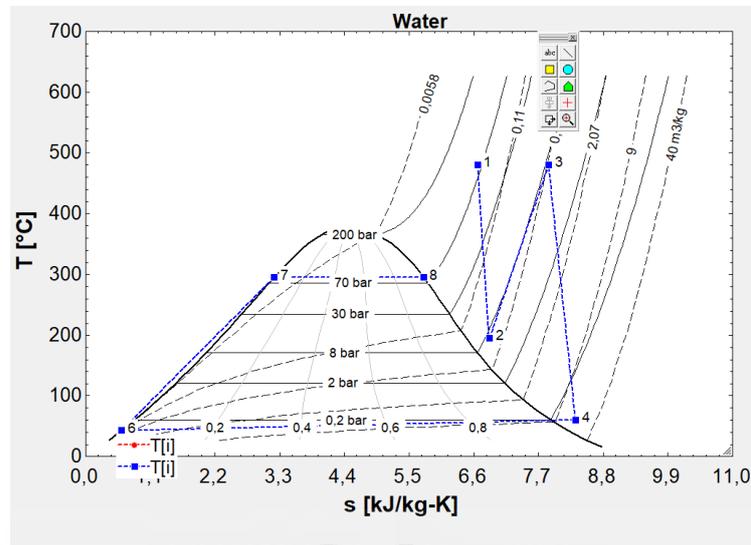


Figura 40. Gráfica T-s (Ciclo Rankine con recalentamiento)

En la Figura 40 se representa el Ciclo Rankine mediante datos T-s, donde se observa cada punto de la central, y sus datos de temperatura y entropía.

Donde existen tres presiones diferentes, la presión de vapor de 8MPa, la presión media de 7 bar y la presión de condensación de 8kPa (esta presión la iremos modificando).

-Gráfica P₂-R. térmico.

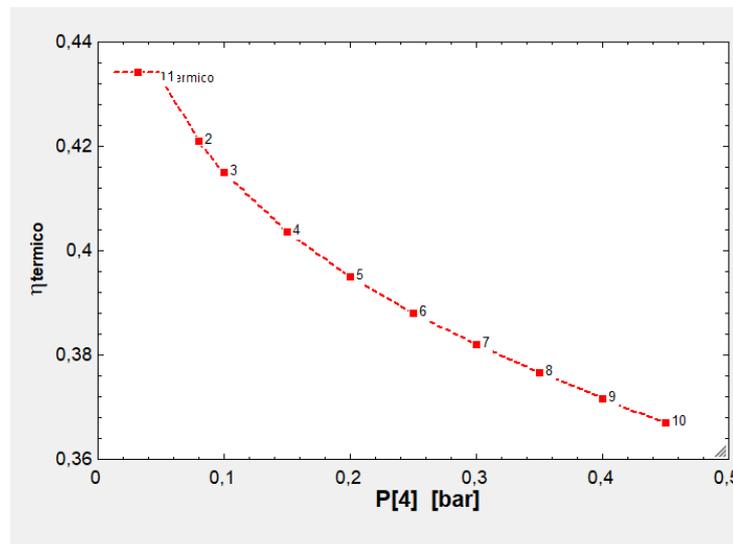


Figura 41. Gráfica P₂ - η_{térmico}

1..10	P_4 [bar]	η_{termico}
Run 1	0,05	0,4331
Run 2	0,08	0,421
Run 3	0,10	0,415
Run 4	0,15	0,4035
Run 5	0,20	0,395
Run 6	0,25	0,388
Run 7	0,30	0,382
Run 8	0,35	0,3766
Run 9	0,40	0,3716
Run 10	0,45	0,3671

Tabla 6. Datos $P_2 - \eta_{\text{térnico}}$

Como podemos observar en la Figura 41, si aumentamos la presión de condensación del punto 4, disminuiríamos el rendimiento térmico ya, en el punto 4 tenemos líquido saturado y al aumentar la presión, la temperatura del fluido también aumentara, aumentando la entalpía en ese punto 4.

Lo que genera una reducción de entalpías entre el punto 1 y el punto 2, con lo cual la turbina genera un trabajo menor.

$$W_{\text{turbina}} = m_{\text{fluido}} * (h_1 - h_2)$$

$$P_4 \uparrow - T_4 \uparrow (\text{liq. Saturado}) - h_4 \uparrow \rightarrow W_{\text{turbina}} \downarrow - \eta_{\text{termico}} \downarrow$$

$$P_4 \downarrow - T_4 \downarrow (\text{liq. Saturado}) - h_4 \downarrow \rightarrow W_{\text{turbina}} \uparrow - \eta_{\text{termico}} \uparrow$$

Por lo que, si la central tiene una demanda de x MWh, para generar esa cantidad de energía deberá consumir más combustible, si la presión de condensación aumentara y si la presión de condensación disminuye, la central tendrá un consumo menor de combustible.

$$P_4 \uparrow - T_4 \uparrow (\text{liq. Saturado}) - h_4 \uparrow \rightarrow m_{\text{comb}} \uparrow$$

$$P_4 \downarrow - T_4 \downarrow (\text{liq. Saturado}) - h_4 \downarrow \rightarrow m_{\text{comb}} \downarrow$$

2.6. CICLO RANKINE CON CALENTADOR REGENERATIVO (SISTEMA CONDENSACIÓN: AGUA DE MAR)

A partir de los datos iniciales del Ciclo Rankine anterior, hemos añadido un calentador regenerativo abierto para comprobar como mejora el Ciclo Rankine y, además, hemos

incluido que el sistema de condensación se realizara mediante agua de mar (Circuito Cerrado).

- Datos:

- W_{neto} : 100MW.

- Rendimientos isoentrópicos de turbina y bomba son 85% y 70%, respectivamente.

- Vapor sobrecalentado cuya presión es 8MPa y 480°C.

Con estos datos y la herramienta EES, obtendremos unos resultados que nos permitirán avanzar con el estudio.

- Código EES [Ciclo Rankine con calentador regenerativo (Agua de Mar)]

"Datos:"

```
P[1]=80
T[1]=480
P[2]=7
P[3]=0,08
x[4]=0 "Liq. Saturado"
X[6]=0 "Liq. Saturado"
eta_t=0,85
eta_b=0,7
W_dot_net= 100000
"T_ent_ref=15"
"T_sal_ref=35"
Cp_ref=4,18
PCI=41000
"Sangrado"
y=0,3
"Rendimiento eléctrico del 98%"
eta_e=0,98
"Ecuaciones:"
```

"Turbina AP:"

```
h[1]=enthalpy(Water,T=T[1];P=P[1])
s[1]=entropy(Water,T=T[1];P=P[1])

ss[2]=s[1]
hs[2]=enthalpy(Water,s=ss[2];P=P[2])
s[2]=entropy(Water,h=h[2];P=P[2])
T[2]=temperature(Water,h=h[2];P=P[2])
eta_t=(h[1]-h[2])/(h[1]-hs[2])
```

"Turbina BP"

```
ss[3]=s[2]
"T[3]=T_ent_ref+26,51"
hs[3]=enthalpy(Water,s=ss[3];T=T[3])
```

T[3]=temperature(Water,h=h[3];P=P[3])
"P[3]=Pressure(Water,h=h[3];T=T[3])"
s[3]=entropy(Water,h=h[3];T=T[3])

$$\eta_{t}=(h[2]-h[3])/(h[2]-h_{s}[3])$$

"Bomba 1:"

P[4]=P[3]
h[4]=enthalpy(Water,x=x[4];P=P[4])
s[4]=entropy(Water,x=x[4];P=P[4])
T[4]=temperature(Water,x=x[4];P=P[4])

P[5]=P[2]
ss[5]=s[4]
hs[5]=enthalpy(Water,s=ss[5];P=P[5])
T[5]=temperature(Water,P=P[5];h=h[5])
s[5]=entropy(Water,T=T[5];P=P[5])

$$\eta_{b}=(h_{s}[5]-h[4])/(h[5]-h[4])$$

"Calentador Abierto"

$$y \cdot h[2] + (1-y) \cdot h[5] = h[6]$$

"Bomba 2"

P[6]=P[2]
s[6]=entropy(Water,P=P[6];x=x[6])
T[6]=temperature(Water,s=s[6];x=x[6])

P[7]=P[1]
ss[7]=s[6]
hs[7]=enthalpy(Water,s=ss[7];P=P[7])
T[7]=temperature(Water,P=P[7];h=h[7])
s[7]=entropy(Water,T=T[7];P=P[7])

$$\eta_{b}=(h_{s}[7]-h[6])/(h[7]-h[6])$$

"Punto 8"

P[8]=P[1]
x[8]=0 "liq. saturado"
T[8]=temperature(Water,P=P[8];x=x[8])
s[8]=entropy(Water,P=P[8];x=x[8])

"Punto 9"

P[9]=P[1]
x[9]=1 "vapor saturado"
T[9]=temperature(Water,P=P[9];x=x[9])
s[9]=entropy(Water,P=P[9];x=x[9])

"A) Calcular el rendimiento térmico"

$$W_{T_m_vapor}=(h[1]-h[2])+(1-y) \cdot (h[2]-h[3])$$
$$W_{B_m_vapor}=(1-y) \cdot (h[5]-h[4])+(h[7]-h[6])$$

$$Q_{e_m_vapor}=(h[1]-h[7])$$

$$\eta_{termico}=(W_{T_m_vapor}-W_{B_m_vapor}) / Q_{e_m_vapor}$$

"B) El flujo másico de vapor, en kg/h"

$$W_{dot_neto}=m_{dot_vapor}*(W_{T_m_vapor}-W_{B_m_vapor})$$

"C) El calor transferido al fluido de trabajo a su paso por el generador de vapor, en kW"

$$Q_{dot_ent}=m_{dot_vapor}*Q_{e_m_vapor}$$

$$Q_{dot_sal}=Q_{dot_ent}-W_{dot_neto}$$

$$"Q_{dot_sal}=m_{dot_ref}*Cp_{ref}*(T_{sal_ref}-T_{ent_ref})"$$

$$Q_{dot_ent}=m_{dot_comb}*PCI$$

$$W_e=W_{dot_neto}*\eta_e$$



- Resultados código EES Ciclo Rankine con calentador regenerativo

A partir del código EES anterior, hemos obtenido unos resultados en forma de gráficas, tablas con datos que nos ayudaran con el estudio de como influyen en el rendimiento, las mejoras aplicadas en el ciclo Rankine.

-Gráfica T-s Ciclo Rankine con calentador Regenerativo

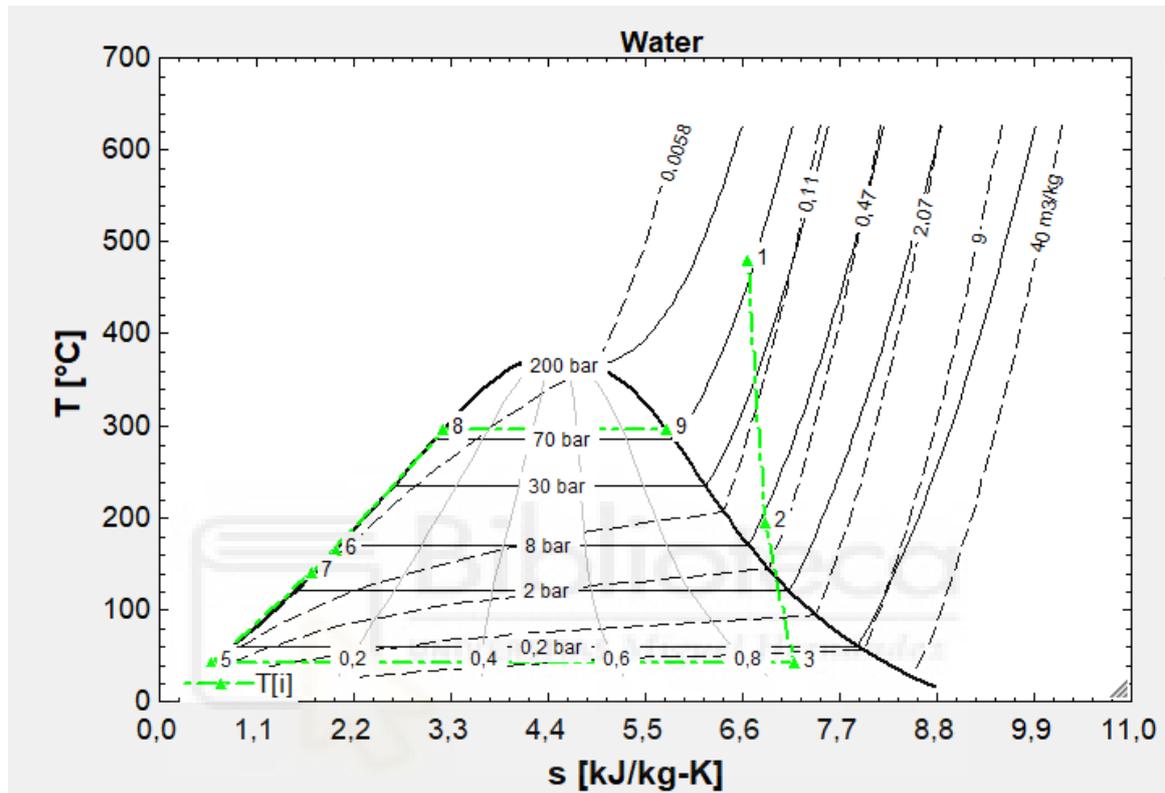


Figura 42. Gráfica T-s Ciclo Rankine con calentador regenerativo

En la Figura 42. observamos la gráfica T-s del ciclo Rankine con calentador regenerativo, donde se representa cada punto del ciclo, tenemos tres presiones en el ciclo, la presión de vapor de 8MPa, la presión del calentador de 7 bares y la presión de condensación de 8kPa.

Al añadir el calentador regenerativo mejoramos el rendimiento de la central ya que aprovechamos parte del vapor que pasa por la primera etapa de la turbina para precalentar el líquido Saturado proveniente del condensador que ha pasado previamente por la bomba para aumentar su presión.

Como se precalienta el líquido Saturado, reducimos la cantidad de calor que se debe aplicar en la caldera para alcanzar la temperatura del Punto 1

En resumen, reducimos el calor de entrada ($Q_e \downarrow$).

- Tabla de datos (T^a . exterior – Rendimiento Térmico).

A continuación, representaremos los datos obtenidos mediante el programa EES de este Ciclo Rankine con recalentador regenerativo, aprovechando como variable el agua de Mar de Alicante en el año 2024.

DATOS CICLO CR	Table 3	T_ent_ref - T4	T_ent_ref-T3-P3	
1..12	1	2	3	4
	$T_{ent,ref}$ [C]	T_3 [C]	P_3 [bar]	$\eta_{termico}$
Run 1	12,8	39,31	0,07	0,4734
Run 2	12,3	38,81	0,07	0,4734
Run 3	12,3	38,81	0,07	0,4734
Run 4	13,3	39,81	0,07	0,4733
Run 5	15,5	42,01	0,08	0,4732
Run 6	18	44,51	0,09	0,4731
Run 7	22,7	49,21	0,12	0,4729
Run 8	25,2	51,71	0,13	0,4729
Run 9	22,9	49,41	0,12	0,4729
Run 10	19,4	45,91	0,10	0,473
Run 11	15	41,51	0,08	0,4732
Run 12	14	40,51	0,08	0,4733

Tabla 7. Datos $T_{ent. ref.} - \eta_{térmico}$

En la Tabla 7, se observa los datos obtenidos a partir del estudio sobre cómo influye la T^a del agua de mar de entrada en la presión de condensación y el rendimiento térmico del ciclo.

Si $\uparrow T_{ent. ref.}$, $\uparrow P_3$ pero $\downarrow \eta_{térmico}$

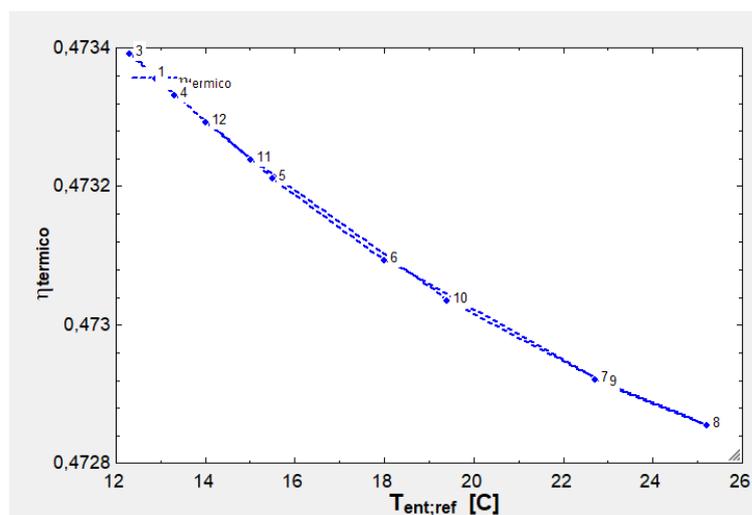


Figura 43. Gráfica $T_{ent. ref.} - \eta_{térmico}$

En la Figura 43, observamos como varía el rendimiento térmico del ciclo en función de la temperatura de entrada del fluido de refrigeración, donde el rendimiento óptimo coincide con la temperatura más baja del año (meses de febrero y marzo) y el peor rendimiento del ciclo coincide con la temperatura más alta del año (mes de agosto).

$T^a \text{ ent. Ref.} \uparrow \rightarrow \eta_{\text{térmico}} \downarrow \rightarrow (\text{verano})$

$T^a \text{ ent. Ref.} \downarrow \rightarrow \eta_{\text{térmico}} \uparrow \rightarrow (\text{invierno})$

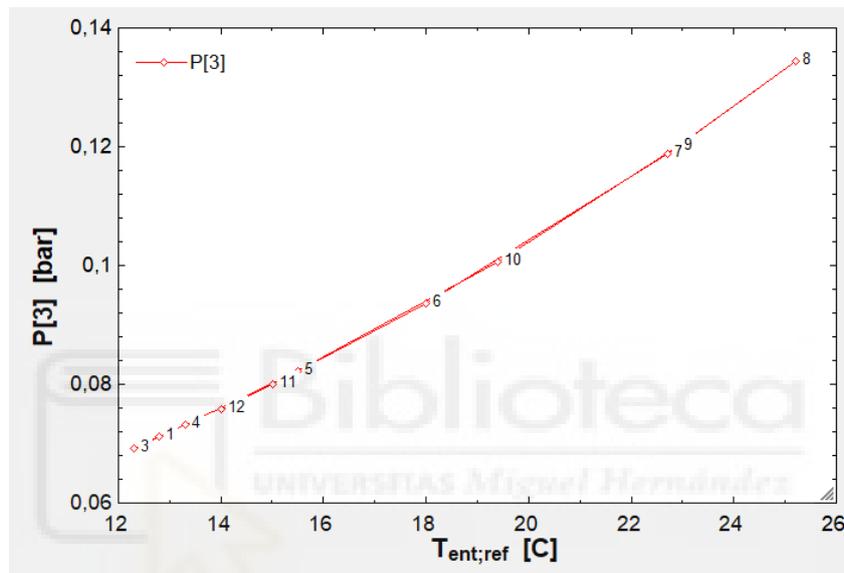


Figura 44. Gráfica $T_{\text{ent.ref.}} - P_3$

En la Figura 44, observamos como varía la presión de condensación (P_3) en función de la temperatura de entrada del fluido de refrigeración, donde el valor de presión máxima coincide con la temperatura máxima del año (mes de agosto) y el valor de presión mínima coincide con la temperatura mínima del año (meses de febrero y marzo).

$T^a \text{ ent. Ref.} \uparrow \rightarrow P_{\text{condensación}} \uparrow \rightarrow (\text{verano})$

$T^a \text{ ent. Ref.} \downarrow \rightarrow P_{\text{condensación}} \downarrow \rightarrow (\text{invierno})$

- Datos Ciclo Rankine con condensación al Agua de Mar.

En este apartado, comprobaremos mediante EES como influye la temperatura del fluido de refrigeración (en nuestro caso, el agua de Mar), en nuestro Ciclo Rankine con calentador regenerativo.

Como dato fijo mantendremos el valor del W_{neto} como 100MW.

Los resultados de este pequeño estudio sobre este ciclo Rankine con calentador regenerativo y sistema de condensación al agua de mar son los siguientes.

-Tabla datos del ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a. Máxima Agua de mar (Alicante año 2024)].

1.12	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	T _{ent,ref} [C]	T ₄ [C]	P ₃ [bar]	W _{neto} [kW]	W _e [kW]	Q _{ent} [kW]	Q _{sal} [kW]	m _{comb}	η _{termico}
Run 1	16,3	42,81	0,09	100000	98000	211339	111339	5,155	0,4732
Run 2	16,2	42,71	0,09	100000	98000	211337	111337	5,155	0,4732
Run 3	16,2	42,71	0,09	100000	98000	211337	111337	5,155	0,4732
Run 4	18	44,51	0,09	100000	98000	211374	111374	5,155	0,4731
Run 5	22,5	49,01	0,12	100000	98000	211449	111449	5,157	0,4729
Run 6	26,6	53,11	0,14	100000	98000	211494	111494	5,158	0,4728
Run 7	29	55,51	0,16	100000	98000	211511	111511	5,159	0,4728
Run 8	29,4	55,91	0,16	100000	98000	211513	111513	5,159	0,4728
Run 9	27,7	54,21	0,15	100000	98000	211503	111503	5,159	0,4728
Run 10	25,3	51,81	0,14	100000	98000	211482	111482	5,158	0,4729
Run 11	22,7	49,21	0,12	100000	98000	211452	111452	5,157	0,4729
Run 12	18,2	44,71	0,09	100000	98000	211378	111378	5,156	0,4731

Tabla 8. Datos Ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a. Máxima Agua de Mar (Alicante 2024)]

En la Tabla 8, se pueden observar los resultados obtenidos mediante el programa EES del estudio realizado sobre el ciclo Rankine con la mejora de calentador regenerativo, para el sistema de condensación con Agua de Mar.

-Tabla datos del ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a. Mínima Agua de mar (Alicante año 2024)].

DATOS CICLO CR Table 3 T _{ent,ref} - T ₄									
1.12	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	T _{ent,ref} [C]	T ₄ [C]	P ₃ [bar]	W _{neto} [kW]	W _e [kW]	Q _{ent} [kW]	Q _{sal} [kW]	m _{comb}	η _{termico}
Run 1	12,8	39,31	0,07	100000	98000	211255	111255	5,153	0,4734
Run 2	12,3	38,81	0,07	100000	98000	211241	111241	5,152	0,4734
Run 3	12,3	38,81	0,07	100000	98000	211241	111241	5,152	0,4734
Run 4	13,3	39,81	0,07	100000	98000	211268	111268	5,153	0,4733
Run 5	15,5	42,01	0,08	100000	98000	211321	111321	5,154	0,4732
Run 6	18	44,51	0,09	100000	98000	211374	111374	5,155	0,4731
Run 7	22,7	49,21	0,12	100000	98000	211452	111452	5,157	0,4729
Run 8	25,2	51,71	0,13	100000	98000	211481	111481	5,158	0,4729
Run 9	22,9	49,41	0,12	100000	98000	211454	111454	5,157	0,4729
Run 10	19,4	45,91	0,10	100000	98000	211400	111400	5,156	0,473
Run 11	15	41,51	0,08	100000	98000	211310	111310	5,154	0,4732
Run 12	14	40,51	0,08	100000	98000	211286	111286	5,153	0,4733

Tabla 9. Datos Ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a. Mínima Agua de Mar (Alicante 2024)]

En la Tabla 9, obtenemos los datos más representativos del ciclo Rankine con calentador regenerativo, que se ven influenciados por la T^a del agua de Mar en Alicante de cada mes de 2024, manteniendo la demanda de W_{neto} de la central en 100MW.

Como en anteriores apartados, podemos observar que en los meses más calurosos (junio, julio y agosto), donde tenemos los valores de T^a máximos, el rendimiento por el contrario es el mínimo, ya que la temperatura de condensación aumenta y con ello la presión de condensación, aumentando la entalpía y entropía del fluido a la salida de la turbina.

Esto provoca que se reduzca el trabajo generado por la turbina, ya que el trabajo de la turbina es el resultado de la diferencia de entalpía entre la entrada y salida de la turbina, multiplicado por el flujo másico de vapor.

Como tenemos un valor fijo de W_{neto} , en los meses de verano será necesario consumir más combustible para generar el mismo trabajo que en los meses de invierno, en los cuales la temperatura del agua es inferior.

Si $T^a_{ent. Ref.} \uparrow \rightarrow T_4 \uparrow - P_4 \uparrow - Q_e \uparrow - Q_s \uparrow - \dot{m}_{comb} \uparrow - \eta_{t\acute{e}rmico} \downarrow$

Si $T^a_{ent. Ref.} \downarrow \rightarrow T_4 \downarrow - P_4 \downarrow - Q_e \downarrow - Q_s \downarrow - \dot{m}_{comb} \downarrow - \eta_{t\acute{e}rmico} \uparrow$

- Gráficas del Ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a Agua de mar (Alicante 2024)].

En este apartado hemos empleado los datos de la Tabla 9 en el programa Excel para poder representar mejor los datos de forma gráfica.

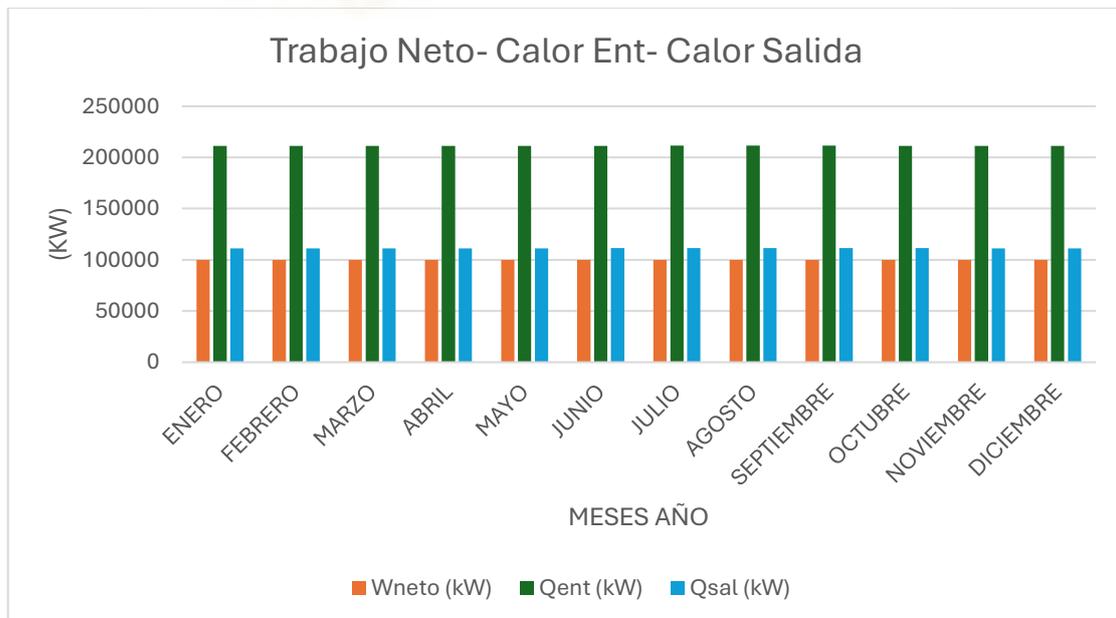


Figura 45. Gráfica $W_{NETO} - Q_{ENT} - Q_{SAL}$

En la Figura 45 se ve reflejado el trabajo neto, el calor de entrada y el calor de salida, de este ciclo termodinámico durante los meses del año 2024

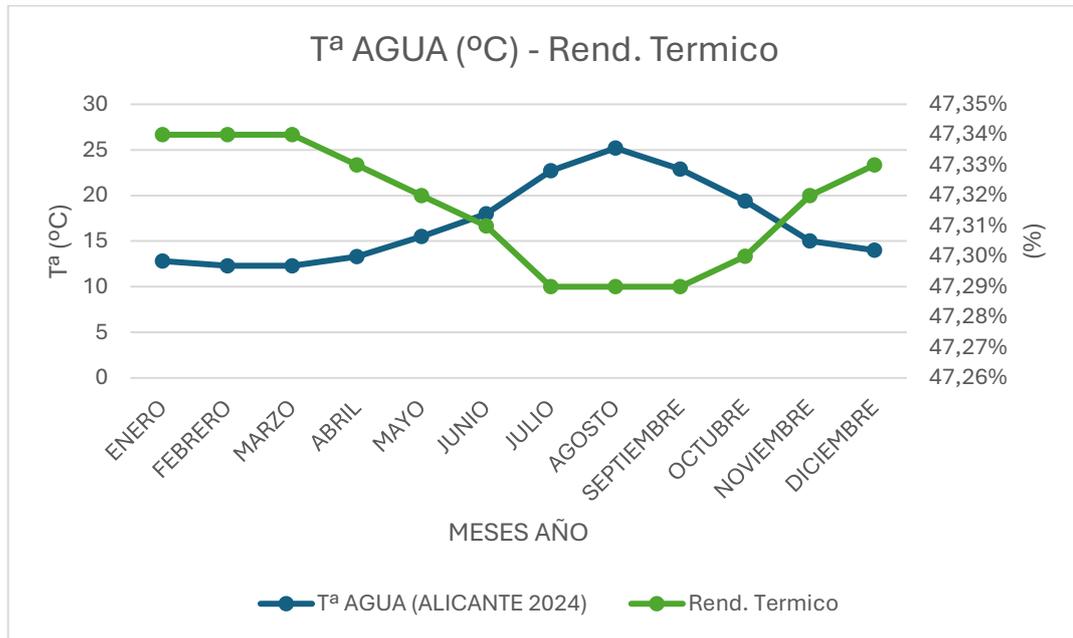


Figura 46. Gráfica $T_{agua. ent.} - \eta_{térmico}$

En la Figura 46 representa gráficamente la comparativa entre la temperatura del agua de mar y el rendimiento térmico del ciclo durante el año 2024 en Alicante, podemos observar que a mayor temperatura menor será el rendimiento térmico y por el contrario a menor temperatura mayor será el rendimiento térmico

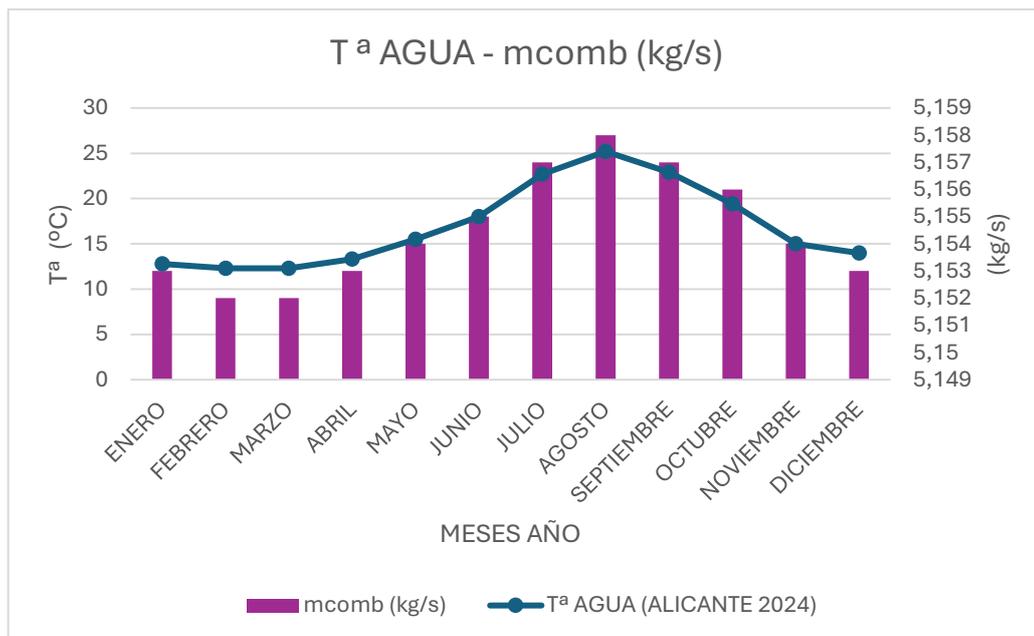


Figura 47. Gráfica $T_{agua. ent.} - \dot{m}_{comb}$

- Datos Ciclo Rankine con condensación al Aire Ambiente.

A continuación, vamos a usar los datos extraídos de EES donde el fluido condensador es el aire exterior de Alicante en el año 2024.

Como ya se ha mencionado antes en el presente trabajo, los circuitos de refrigeración abierto tienen un rendimiento superior a los circuitos de refrigeración cerrados, ya que la T^a del agua de mar suele tener valores inferiores a la T^a del aire exterior, el agua por consiguiente no sufre tantas fluctuaciones de temperatura en comparativa con el aire ambiente.

Además, el calor específico del Agua es superior al del aire con lo cual puede intercambiar mucha más energía calorífica.

$$C_p (\text{Aire})=1,005\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$C_p (\text{Agua})=4,186\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Para el mismo caudal másico de fluido refrigerante el calor intercambiado con el agua es superior al calor intercambiado con el aire ambiente.

$$C_p (\text{Agua}) > C_p (\text{Aire}) \rightarrow Q_{\text{sal}} (\text{Agua}) > Q_{\text{ent}} (\text{Aire})$$

Con lo cual, el sistema abierto (Agua de Mar) tiene un rendimiento mejor que el sistema cerrado (Aire Ambiente).

-Tabla datos del ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a . Media Aire (Alicante año 2024)].

1..12	1 $T_{\text{ent,ref}}$ [C]	2 T_4 [C]	3 P_3 [bar]	4 \dot{W}_{neto} [kW]	5 W_e [kW]	6 \dot{Q}_{ent} [kW]	7 \dot{Q}_{sal} [kW]	8 \dot{m}_{comb}	9 η_{termico}
Run 1	13,9	40,41	0,08	100000	98000	211283	111283	5,153	0,4733
Run 2	14,4	40,91	0,08	100000	98000	211295	111295	5,154	0,4733
Run 3	15,8	42,31	0,08	100000	98000	211328	111328	5,154	0,4732
Run 4	17,1	43,61	0,09	100000	98000	211356	111356	5,155	0,4731
Run 5	20,5	47,01	0,11	100000	98000	211419	111419	5,157	0,473
Run 6	24,2	50,71	0,13	100000	98000	211471	111471	5,158	0,4729
Run 7	27,5	54,01	0,15	100000	98000	211501	111501	5,159	0,4728
Run 8	28	54,51	0,15	100000	98000	211505	111505	5,159	0,4728
Run 9	24	50,51	0,13	100000	98000	211468	111468	5,158	0,4729
Run 10	21,2	47,71	0,11	100000	98000	211430	111430	5,157	0,473
Run 11	17	43,51	0,09	100000	98000	211354	111354	5,155	0,4731
Run 12	12,4	38,91	0,07	100000	98000	211244	111244	5,152	0,4734

Tabla 10. Datos Ciclo Rankine con calentador regenerativo [T^a . Media Aire (Alicante 2024)]

En la tabla 10, podemos observar los datos obtenidos mediante la herramienta EES del ciclo Rankine con calentador regenerativo y con el sistema de condensación mediante aire ambiente.

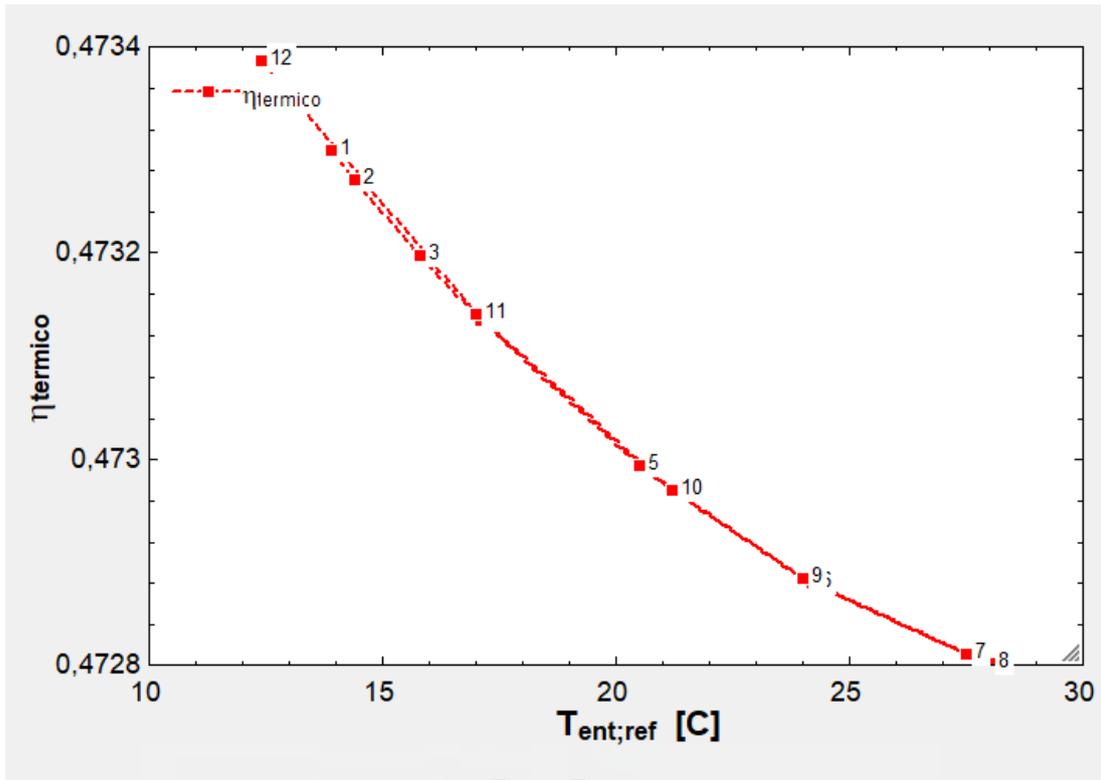


Figura 48. Gráfica $T_{ent.ref.} - \eta_{térmico}$

En la Figura 48, se observa cómo influye la T^a del aire ambiente que entra al condensador en el rendimiento térmico del ciclo Rankine.

2.7. ANÁLISIS EES CICLO RANKINE CON VARIOS CALENTADORES

En este apartado analizaremos mediante EES el modelo de un ciclo Rankine que contiene todas mejoras mencionadas en los apartados anteriores, pero con una peculiaridad y es que tenemos un esquema y datos de cada punto, los cuales emplearemos en la herramienta EES para realizar el estudio de como mejora el rendimiento del ciclo Rankine mediante estas mejoras.

Este ciclo Rankine, está formado por 2 calentadores cerrados y un calentador abierto, por lo que tiene en total unas 5 presiones diferentes, además de que tiene una etapa de recalentamiento y sobrecalentamiento, con lo cuál es un ciclo lo suficientemente complejo como para englobar todas las mejoras mencionadas en los apartados anteriores.

- Esquema Ciclo Rankine.

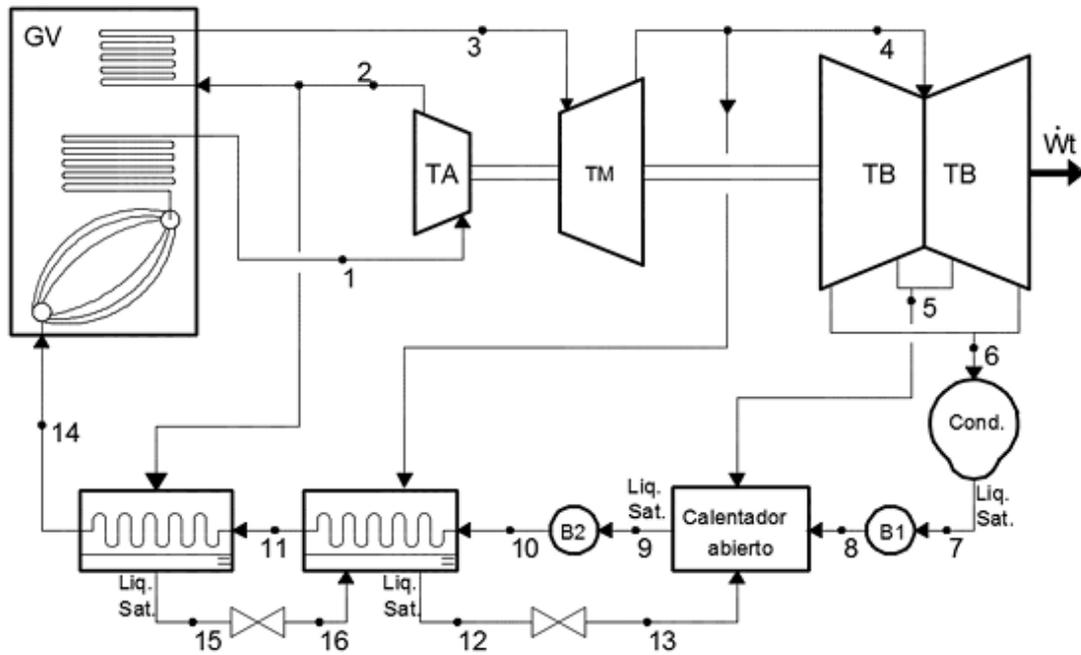


Figura 49. Esquema Ciclo Rankine con varios calentadores.

Como se puede observar en la Figura 49 el ciclo Rankine complejo está formado por tres etapas de turbina, una etapa de recalentamiento, un calentador abierto y dos calentadores cerrados.

En total este ciclo Rankine contiene 16 puntos, de los cuales tenemos una tabla con datos de presiones, temperaturas y estados

Estado	T (°C)	P (MPa)	
1	580	32	
2	---	8	
3	560	8	
4	---	1	
5	---	0,15	
6	---	0,006	
7	---	0,006	Liq. Saturado
8	---	0,15	
9	---	0,15	Liq. Saturado
10	---	32	
11	180	32	
12	---	1	Liq. Saturado
13	---	0,15	
14	295	32	
15	---	8	Liq. Saturado
16	---	1	

Tabla 11. Datos iniciales Ciclo Rankine Complejo.

- Código EES (Ciclo Rankine Complejo)

"Datos:"

```

P[1]=32
T[1]=580
"P[2]=8"
P[3]=P[2]
T[3]=560
P[4]=1
P[5]=0,15
P[6]=0,006
P[7]=P[6]
x[7]=0 "Liq. Saturado"
P[8]=P[5]
P[9]=P[5]
x[9]=0 "Liq. Saturado"
P[10]=32
T[11]=180
P[11]=32
P[12]=1
x[12]=0 "Liq.Saturado"
P[13]=P[5]
T[14]=295
P[14]=32
P[15]=8
x[15]=0 "Liq.Saturado"
P[16]=1
eta_t=0,83
eta_b=0,89
eta_elec=0,9
PCI=40600
m_dot_comb=31,2
m_dot_vapor=430

```

"Ecuaciones:"

"Turbina A:"

```

h[1]=enthalpy(Water,T=T[1];P=P[1])
s[1]=entropy(Water,T=T[1];P=P[1])

ss[2]=s[1]
hs[2]=enthalpy(Water,s=ss[2];P=P[2])
T[2]=temperature(Water,h=h[2];P=P[2])
s[2]=entropy(Water,h=h[2];P=P[2])

eta_t_A=eta_t

eta_t_A=(h[1]-h[2])/(h[1]-hs[2])

```

"Recalentador:"

```

h[3]=enthalpy(Water,T=T[3];P=P[3])
s[3]=entropy(Water,T=T[3];P=P[3])

```

"Turbina M:"

$$ss[4]=s[3]$$

$$hs[4]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[4];P=P[4])$$
$$T[4]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[4];h=h[4])$$
$$s[4]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[4];P=P[4])$$

$$\text{eta_t_M}=\text{eta_t}$$

$$\text{eta_t_M}=(h[3]-h[4])/(h[3]-hs[4])$$

"Turbinas de Baja Presión:"

$$ss[5]=s[4]$$

$$hs[5]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[5];P=P[5])$$
$$T[5]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[5];h=h[5])$$
$$s[5]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[5];P=P[5])$$

$$\text{eta_t_B}=\text{eta_t}$$

$$\text{eta_t_B}=(h[4]-h[5])/(h[4]-hs[5])$$

$$ss[6]=s[5]$$

$$hs[6]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[6];P=P[6])$$
$$T[6]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[6];h=h[6])$$
$$s[6]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[6];P=P[6])$$

$$\text{eta_t_B}=(h[5]-h[6])/(h[5]-hs[6])$$

"Condensador:"

$$h[7]=\text{enthalpy}(\text{Water},x=x[7];P=P[7])$$
$$s[7]=\text{entropy}(\text{Water},x=x[7];P=P[7])$$
$$T[7]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[7];h=h[7])$$

"Bomba 1:"

$$ss[8]=s[7]$$

$$hs[8]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[8];P=P[8])$$
$$T[8]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[8];h=h[8])$$
$$s[8]=\text{entropy}(\text{Water},T=T[8];P=P[8])$$

$$\text{eta_b}=(hs[8]-h[7])/(h[8]-h[7])$$

"Calentador Abierto:"

$$h[9]=\text{enthalpy}(\text{Water},x=x[9];P=P[9])$$
$$s[9]=\text{entropy}(\text{Water},x=x[9];P=P[9])$$
$$T[9]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[9];h=h[9])$$

"Bomba 2:"

$$ss[10]=s[9]$$

$$hs[10]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[10];P=P[10])$$
$$T[10]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[10];h=h[10])$$

$$s[10]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[10]; P=P[10])$$

$$\text{eta}_b=(hs[10]-h[9])/(h[10]-h[9])$$

"Calentador Cerrado"

$$h[11]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[11]; P=P[11])$$

$$s[11]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[11]; P=P[11])$$

$$h[12]=\text{enthalpy}(\text{Water}, x=x[12]; P=P[12])$$

$$s[12]=\text{entropy}(\text{Water}, x=x[12]; P=P[12])$$

$$T[12]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[12]; h=h[12])$$

"válvula de Expansión 1:" "La válvula tiene la misma energía a la entrada y a la salida"

$$h[13]=h[12]$$

$$s[13]=\text{entropy}(\text{Water}, h=h[13]; P=P[13])$$

$$T[13]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[13]; h=h[13])$$

"Salida del Calentador:"

$$h[14]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[14]; P=P[14])$$

$$s[14]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[14]; P=P[14])$$

$$h[15]=\text{enthalpy}(\text{Water}, x=x[15]; P=P[15])$$

$$s[15]=\text{entropy}(\text{Water}, x=x[15]; P=P[15])$$

$$T[15]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[15]; h=h[15])$$

"Válvula de Expansión 2:"

$$h[16]=h[15]$$

$$s[16]=\text{entropy}(\text{Water}, h=h[16]; P=P[16])$$

$$T[16]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[16]; h=h[16])$$

"A) Calcula la cantidad de vapor que se deriva en cada una de las extracciones respecto al flujo másico de vapor que entra en la primera etapa de turbina:"

"Balance Calentador Cerrado 2"

$$y1*(h[2]-h[15])=(h[14]-h[11])$$

"Balance Calentador Cerrado 1"

$$y2*(h[4]-h[12])+ y1*(h[16]-h[12])=(h[11]-h[10])$$

"Balance calentador abierto"

$$y3*h[5]+ (1-y1-y2-y3)*h[8]+(y1+y2)*h[13]=1*h[9]$$

"b) Calcular con EES el trabajo neto generado por la central y la potencia eléctrica finalmente inyectada a la red, en MW."

$$W_T_A=h[1]-h[2]$$

$$W_T_M=(1-y1)*(h[3]-h[4])$$

$$W_T_B=(1-y1-y2)*(h[4]-h[5])+ (1-y1-y2-y3)*(h[5]-h[6])$$

$$W_T=W_T_A+W_T_M+W_T_B$$

$$W_{B_1}=(1-y_1-y_2-y_3)*(h[8]-h[7])$$

$$W_{B_2}=(h[10]-h[9])$$

$$W_B=W_{B_1}+W_{B_2}$$

$$W_{\text{neto}}=m_{\text{dot_vapor}}*(W_T-W_B)$$

"c) Calcular con EES el calor de entrada al ciclo y el calor aportado por el combustible, en MW."

$$Q_e=m_{\text{dot_vapor}}*((h[1]-h[14])+(1-y_1)*(h[3]-h[2]))$$

$$Q_{\text{comb}}=m_{\text{dot_comb}}*PCI$$

"d) Calcular con EES el rendimiento del ciclo y el rendimiento de la central térmica."

$$\eta_{\text{ciclo}}=(W_{\text{neto}}/Q_e)$$

$$W_{\text{red}}=W_{\text{neto}}*\eta_{\text{elec}}$$

$$\eta_{\text{central}}=W_{\text{red}}/Q_{\text{comb}}$$

"e) Dibujar, utilizando EES, el diagrama T-s del ciclo propuesto."

"f) Representa gráficamente la presión óptima de extracción en el punto 5 cuando ésta varía entre 0,1 y 0,4 MPa. Tomar como único parámetro de decisión el rendimiento térmico del ciclo."

"g) Representar gráficamente y mediante tablas como varía el rendimiento térmico del ciclo, la presión de condensación y la temperatura de condensación, en función de la variación de temperatura del fluido condensante."

$$AT=26,51$$

$$T[6]=AT+T[17]$$

$$T[18]=35$$

"h) Representar gráficamente y mediante tablas como varía el rendimiento térmico del ciclo, en función de la variación de la presión de recalentamiento P[2]."

$$T[2]=580 \text{ (VALOR DE TEMPERATURA FIJO)}$$

- Diagrama T-S.

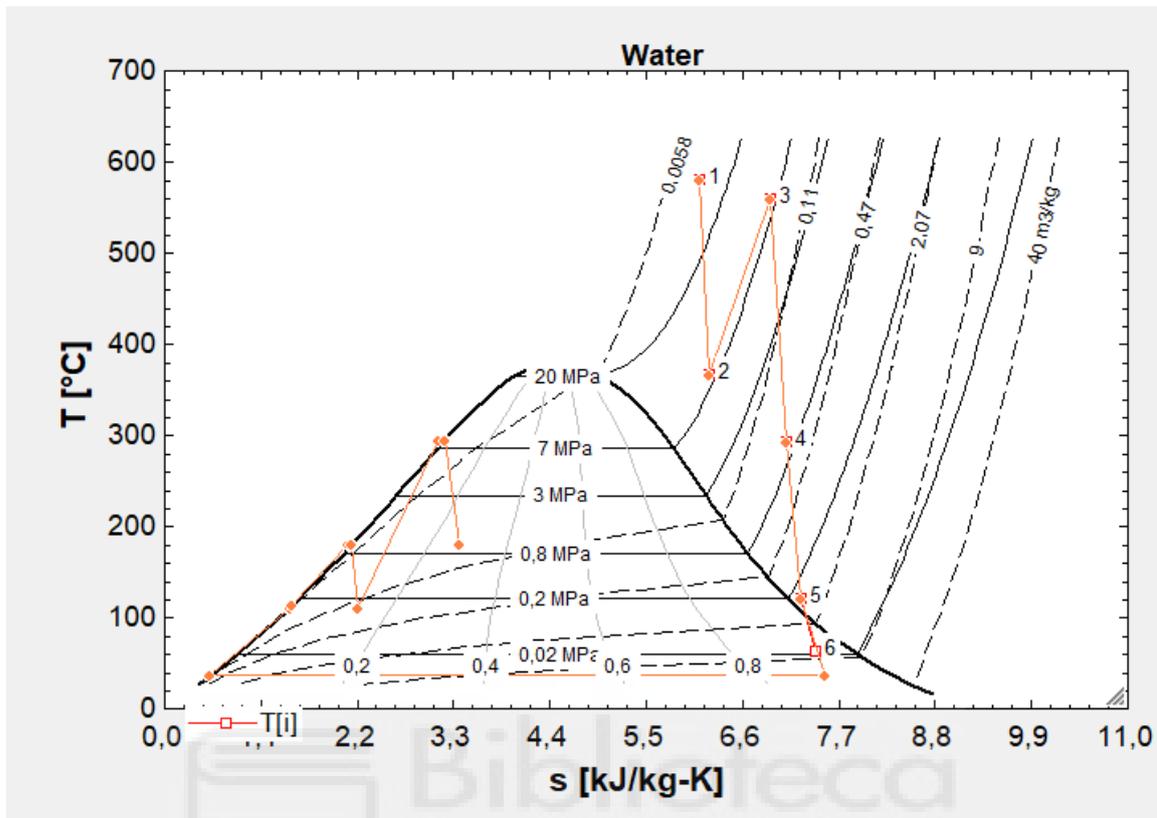


Figura 50. Diagrama T-s ciclo Rankine Complejo

En la Figura 50, se observa el diagrama T-s del ciclo Rankine complejo, con todos los puntos del ciclo y sus diferentes T^a , presiones y entalpías

- Variaciones dentro del ciclo

En este apartado vamos a aplicar una serie de variables en el código EES para obtener datos con los cuales justificar el funcionamiento del ciclo.

Como se observa en el apartado f), queremos representar gráficamente la presión óptima de extracción en el punto 5 cuando esta varía entre 0,1 y 0,4 MPa, y comprobar cómo influye en el rendimiento del ciclo.

Por lo que mediante EES obtendremos de este estudio, una serie de datos y gráficas.

1..10	P_5 [MPa]	η_{ciclo}
Run 1	0,1	0,4488
Run 2	0,1333	0,4503
Run 3	0,1667	0,4513
Run 4	0,2	0,4519
Run 5	0,2333	0,4523
Run 6	0,2667	0,4524
Run 7	0,3	0,4524
Run 8	0,3333	0,4523
Run 9	0,3667	0,4521
Run 10	0,4	0,4518

Tabla 12. Variación P_5 y η_{ciclo}

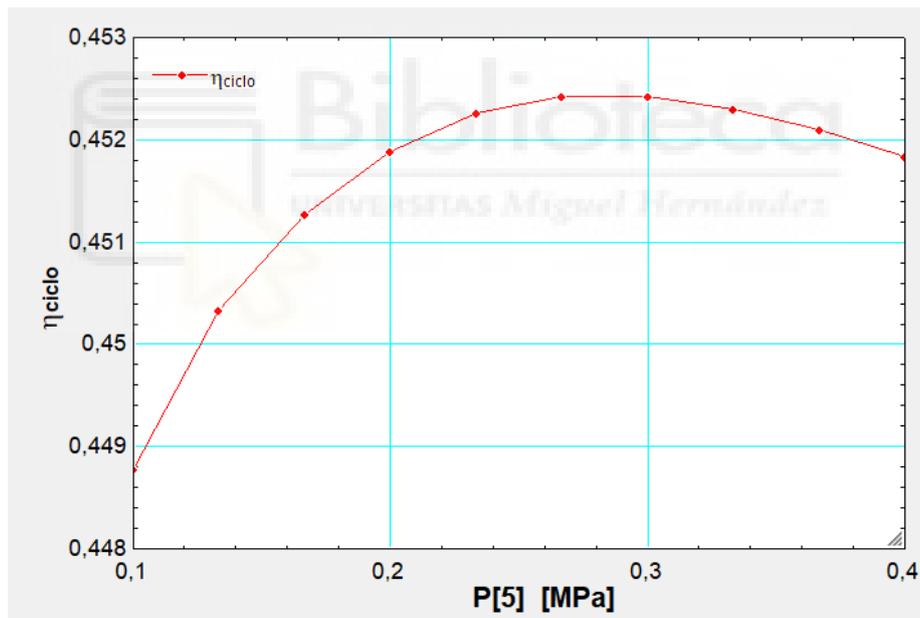


Figura 51. Gráfica P_5 y η_{ciclo}

Podemos observar en la Figura 51 y en la Tabla 12, que al aumentar la presión del P_5 desde 0,1 a 0,3 MPa, el rendimiento térmico del ciclo aumenta gradualmente, pero a partir de 0,3 MPa de presión, el rendimiento disminuye.

$P_5 \uparrow (0,1-0,3\text{MPa}) - \eta_{ciclo} \uparrow$

$P_5 \uparrow (0,3-0,4\text{MPa}) - \eta_{ciclo} \downarrow$

Esto se debe a que en el punto 5 se extrae parte del vapor de la turbina de baja presión en forma de sangrado que posteriormente se incorporará en el calentador abierto, por lo que en el punto 7 habrá que aumentar la presión hasta igualar en el punto 8 la presión del punto 5. Al principio el rendimiento aumenta proporcionalmente a la presión, pero al llegar a la presión de 0,3MPa el rendimiento alcanzara su punto máximo y a partir de ese momento comenzara a decrecer, esa presión en concreto está determinada por el sangrado del punto 5.

Al aumentar la temperatura más allá de 0,3 MPa, provoca que el trabajo de la bomba 1, sea mayor que el trabajo generado en la última etapa de turbina entre el punto 5 y 6

$$\dot{W}_{Tb} = (h_5 - h_6) < \dot{W}_{B1} = (h_8 - h_7) \text{ si } P_5 > 0,3\text{MPa}$$

$$\dot{W}_{Tb} = (h_5 - h_6) > \dot{W}_{B1} = (h_8 - h_7) \text{ si } P_5 < 0,3\text{MPa}$$

En el apartado g), queremos representar gráficamente y mediante tablas como varía el rendimiento térmico del ciclo, la presión de condensación y la temperatura de condensación, en función de la temperatura del fluido condensante.

Hay que recordar que $T_{17} = T_{FF_entrada}$

1..10	1 T_{17} [C]	2 T_6 [C]	3 P_6 [MPa]	4 η_{ciclo}
Run 1	9	35,51	0,00579	0,4517
Run 2	12	38,51	0,006818	0,4479
Run 3	15	41,51	0,008001	0,4441
Run 4	18	44,51	0,009356	0,4403
Run 5	21	47,51	0,0109	0,4365
Run 6	24	50,51	0,01267	0,4327
Run 7	27	53,51	0,01467	0,4288
Run 8	30	56,51	0,01694	0,425
Run 9	33	59,51	0,0195	0,4211
Run 10	36	62,51	0,02238	0,4172

Tabla 13. Valores de $\eta_{ciclo} - P_6 - T_6$ en función de T_{17}

En la Tabla 13, observamos como varían los valores del rendimiento térmico del ciclo (η_{ciclo}), la presión de condensación (P_6) y la temperatura de condensación (T_6); en función de la temperatura del agua exterior.

Cuando $T_{17} \uparrow \rightarrow T_6 \uparrow - P_6 \uparrow - \eta_{ciclo} \uparrow$

Cuando $T_{17} \downarrow \rightarrow T_6 \downarrow - P_6 \downarrow - \eta_{ciclo} \uparrow$

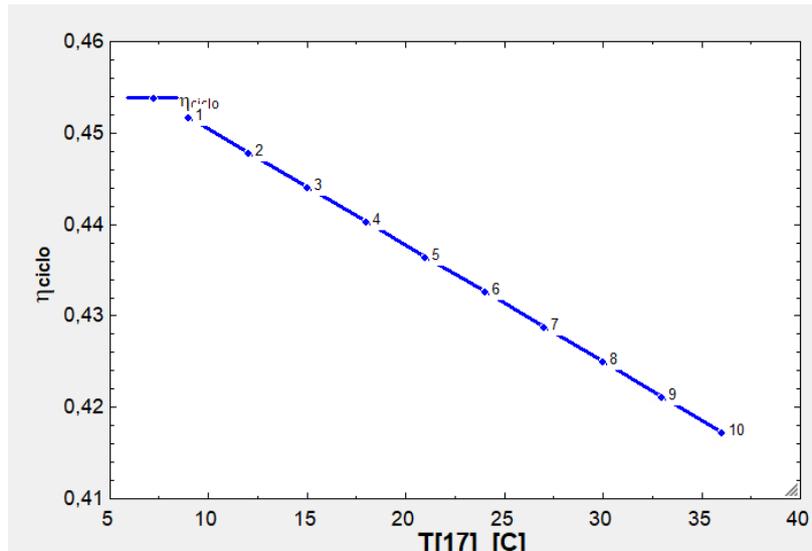


Figura 52. Gráfica $T_{17} - \eta_{ciclo}$

Como podemos observar en la Figura 53 cuando la temperatura del fluido condensante a la entrada del condensador aumenta, hace que el rendimiento térmico del ciclo disminuya, ya que la temperatura de condensación aumenta y la presión de condensación, manteniéndose la entropía y, por lo tanto, aumenta la entalpia del punto 6 lo que hace que se reduzca el área de trabajo del ciclo Rankine generando una reducción en el rendimiento térmico del Ciclo.

$T_{FF_entrada} \uparrow - \eta_{ciclo} \downarrow, P_{cond} \uparrow$ y $T_{cond} \uparrow$

$T_{FF_entrada} \downarrow - \eta_{ciclo} \uparrow, P_{cond} \downarrow$ y $T_{cond} \downarrow$

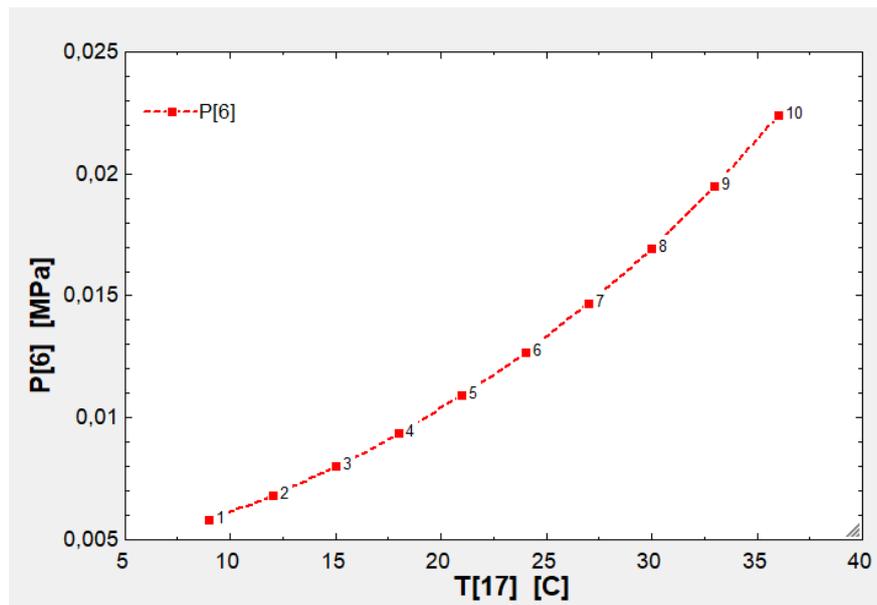


Figura 53. Gráfica $T_{17} - P_6$

En el apartado h) queremos observar cómo varía el rendimiento térmico del ciclo cuando varía la presión de recalentamiento:

1..10	1 P_2 [MPa]	2 T_2 [C]	3 η_{ciclo}
Run 1	4	284	0,4584
Run 2	5	309,1	0,4565
Run 3	6	330,7	0,4546
Run 4	7	349,7	0,4527
Run 5	8	366,8	0,4509
Run 6	9	382,3	0,4491
Run 7	10	396,6	0,4473
Run 8	11	409,9	0,4455
Run 9	12	422,2	0,4437
Run 10	13	433,8	0,4419

Tabla 14. Valores de $P_2 - T_2 - \eta_{ciclo}$

En la Tabla 14, es el resultado del apartado h, donde podemos observar que al aumentar la Presión del punto 2, aumenta también de la temperatura del punto de 2 y el rendimiento térmico del ciclo disminuye.

Si aumentamos la T_2 , aumentamos también la entalpía del punto 2, con lo cual el trabajo de la primera etapa de turbina se reduce y con ello el rendimiento del ciclo.

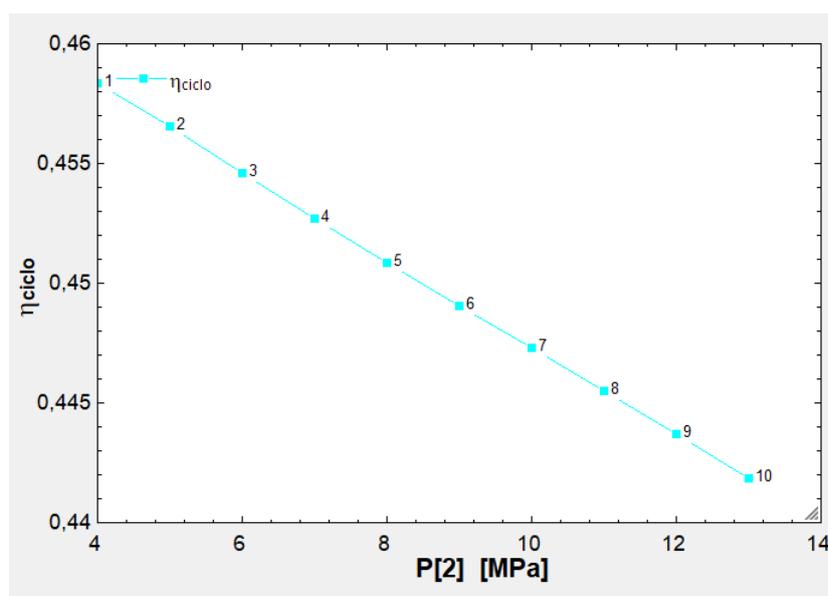


Figura 54. Gráfica $P_2 - \eta_{ciclo}$

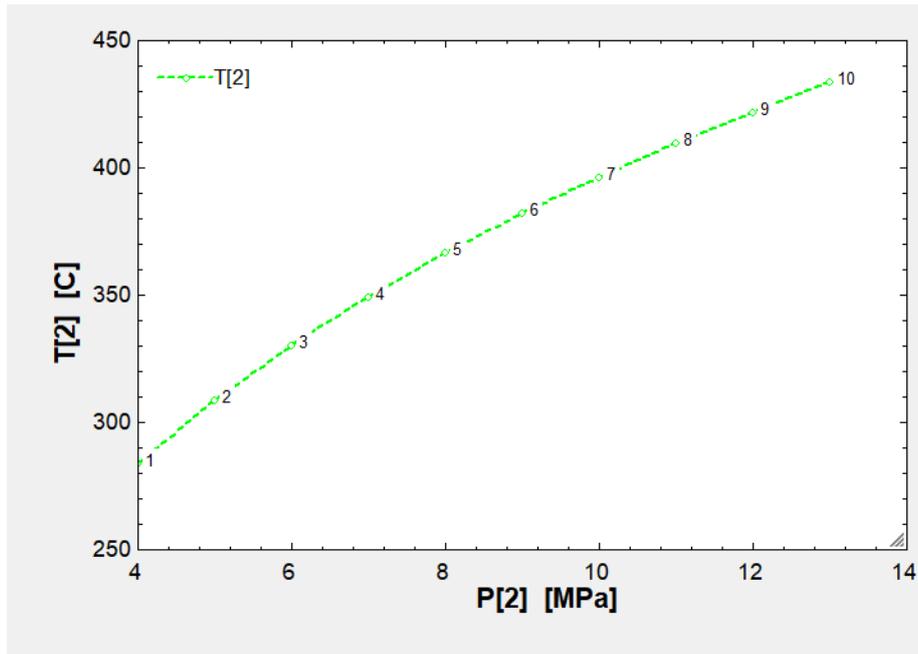


Figura 55. Gráfica $P_2 - T_2$

Como podemos observar en las Figuras 54 y 55, si aumentamos la presión de recalentamiento (P_2), disminuirá el rendimiento del ciclo térmico, ya que al aumentar la presión (P_2) aumenta la temperatura (T_2) también, es necesario aumentar el calor de entrada (Q_e).

Como $\eta_{\text{ciclo}} = (W_{\text{neto}}/Q_e)$;

Si $Q_e \uparrow \rightarrow \eta_{\text{ciclo}} \downarrow$ y si $Q_e \downarrow \rightarrow \eta_{\text{ciclo}} \uparrow$

Además, como Q_e aumenta, aumentara también el m_{comb} (Combustible consumido).

Una vez finalizado el estudio del ciclo Rankine y sus posibles mejoras, pasaremos a realizar el estudio de un ciclo Rankine real y más complejo, en el caso de este trabajo utilizaremos los datos proporcionados por la central termosolar de Villena.

En el siguiente apartado se centrará en la central termosolar de Villena, describiremos la central, hablaremos de su esquema, su emplazamiento, de la tecnología empleada, los procesos.

2.8. CENTRAL TERMOSOLAR DE VILLENA.

Una vez puesto realizado el estudio del ciclo Rankine simple, en este capítulo se detalla la modelización matemática en EES de la Central de Termo solar de Villena de Ciclo Rankine.

Además, se constatará la validez de los modelos empleados contrastándolos con el estudio dado por la empresa constructora. En otras palabras, se comprobará que se asemejan a la realidad durante ciertos días del año

- Terminología:

ACS	Calentamiento de agua sanitaria
CCP	Central Cilíndrico parabólico
EES	Engineering Equation Solver
HTF	Heat Transfer Fluid

Tabla 15. Terminología.

En la Tabla 15 se menciona la terminología empleada en el estudio de la central termosolar de Villena, para que no haya opción a duda en los siguientes apartados.

2.9. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA.



Figura 56. Distribución de los sub-campos solares de la planta Ernestar-Villena

Para la realización del presente proyecto se ha elegido la central termosolar del tipo CCP

Enerstar-Villena con la que el Grupo de Investigación de Ingeniería Energética (GIIE) del Instituto de Investigación de Ingeniería del Elche (I3E) de la Universidad Miguel Hernández de Elche (UMH) ha mantenido una colaboración estable en los últimos años. Esta planta es una planta de colectores cilindro-parabólicos sin acumulación con una potencia instalada de 50 MWe.

A modo de explicación del contexto en el que diseñó y construyó la planta, la potencial nominal de diseño de la planta se limitó a 50 MWe para que la central se pudiera acoger a la prima del régimen especial establecida en el RD 661/2007. Las obras terminaron en octubre de 2013 y la central se encuentra conectada a la red y en operación comercial desde febrero de 2014.

La ficha técnica que aparece en la base de datos del National Renewable Energy Laboratory (NREL, IASS 2022) es la siguiente:

Power Station:	Enerstar
Location:	Villena (Alicante) Spain
Owners (%):	Plenium Partners
Technology	Parabolic Trough
Solar Resource:	1992
Nominal Capacity:	50 MW
Status	Operational
Start Year:	2013
Break Ground Date	2010
Expected Generation (GWh/year)	100
Lat/Long Location	38.729-0.922
Total Power Station Land Area (km ²)	2.1

Tabla 16. Datos genéricos de la planta Enerstar-Villena

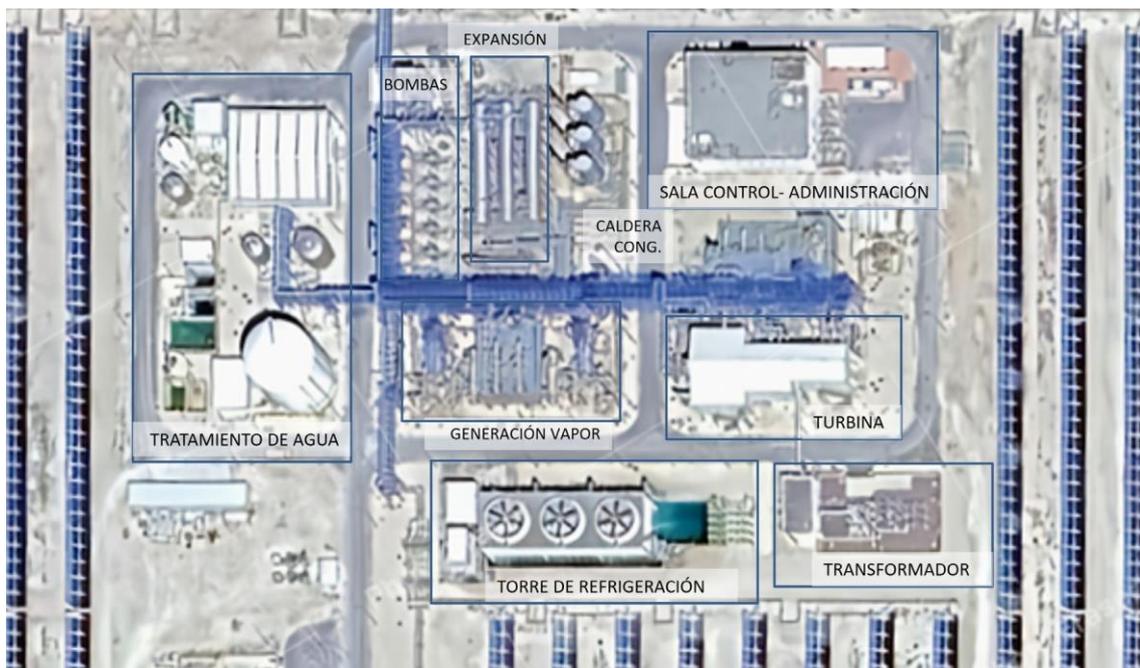


Figura 57. Plano de los subsistemas principales de la planta Ernestar-Villena.

2.9.1. CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA.

A continuación, se describen los diferentes subsistemas que constituyen la central termosolar Enerstar-Villena.

2.9.1.1. CAMPO SOLAR.

El campo solar es una parte característica y fundamental de las centrales termosolares, ya que es el sistema encargado de convertir la radiación solar en energía térmica. La central termosolar de Villena dispone de un área total de apertura del campo solar de 339506 m² dividida en 5 subcampos solares, ver la Figura 1. Una de las particularidades del emplazamiento es que existe un desnivel de unos 20 entre los diferentes sub-campos solares que afecta a los valores de la presión del fluido térmico en el circuito hidráulico:

En relación con el campo solar, dispone de un total de 105 lazos, compuestos a su vez por 4 colectores, denominado Solar Concentrator Assembly (SCA) con una longitud por lazo de 600 m. El término SCA se refiere al conjunto de componentes que se utilizan para concentrar la irradiancia solar en un sistema termosolar. Cada uno de los SCAs está gobernado por un grupo hidráulico. Mediante la regulación de la orientación de cada uno se puede regular la temperatura del fluido térmico. Dentro del campo solar de Villena se pueden encontrar configuraciones de SCA en disposición en U o en W.

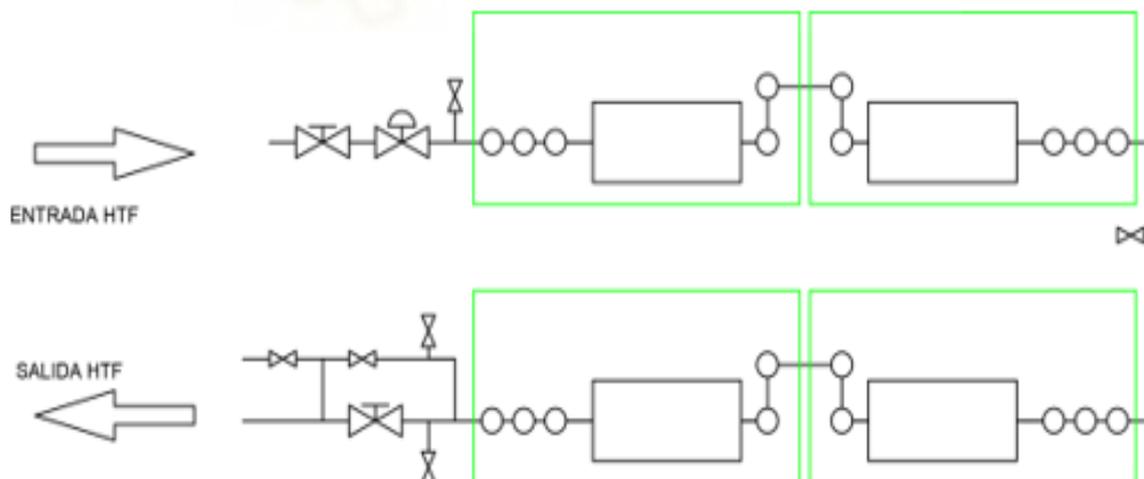


Figura 58. Configuración de un lazo constituido por 4 SCAs

En la Figura 58, se observa la configuración cuatro colectores solares que conforman un lazo, sistema el cual se aplica en la central termosolar de Villena.

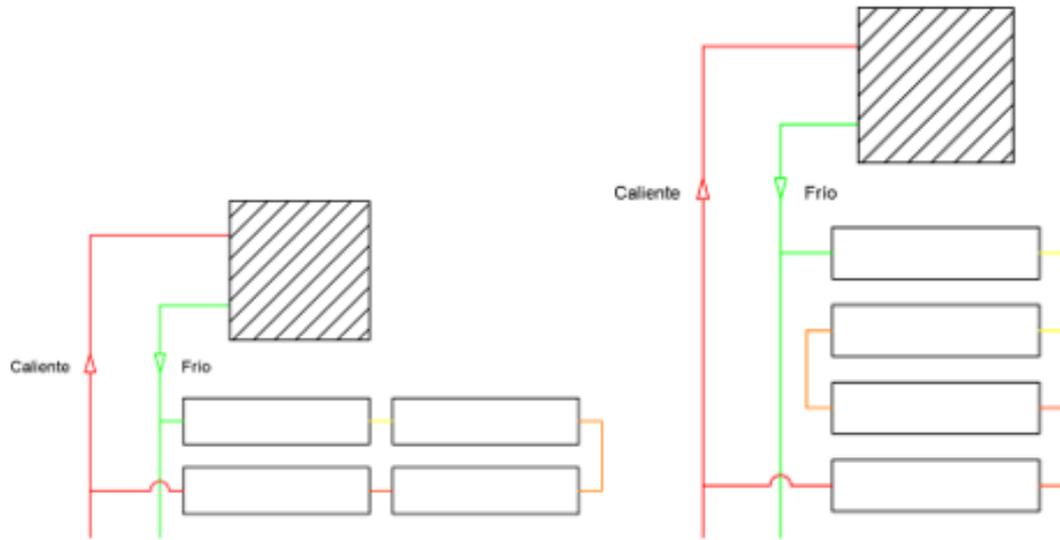


Figura 59. Opciones de configuración de un lazo constituido por 4 SCAs. Izquierda, lazo en U. Derecha lazo en W

El rango de movimiento de un SCA -20° a 200° . Si bien, el rango de trabajo útil entre 10° y 170° , debido a las sombras por las filas contiguas. La posición de defensa es de -10° , con respecto a la horizontal.



Figura 60. Fotografía del campo solar de la central Enerstar-Villena.

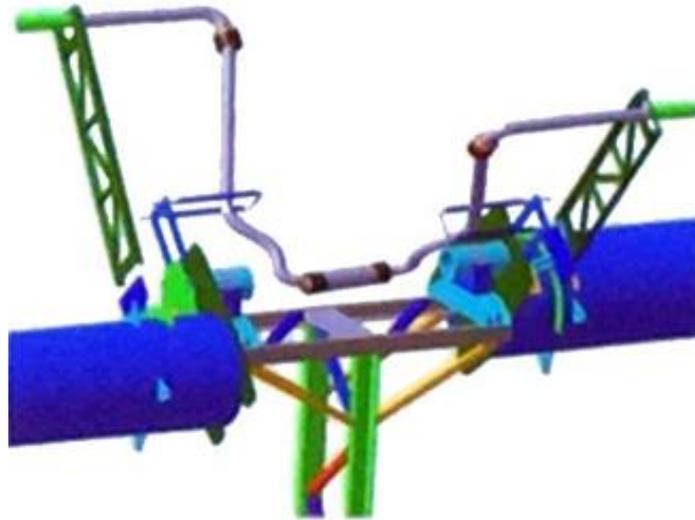


Figura 61. Detalles de unión fija y móvil con rótulas: 3 rótulas (fija-móvil-dilatación)

A su vez, cada colector (SCA) está compuesto por 12 Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE. En plantas termosolares de colectores cilindro- parabólicos, que son las más comunes, un SCE típico consiste en:

- Un tubo absorbedor: Es un tubo de metal que contiene un fluido de transferencia de calor (normalmente aceite térmico). Este tubo está recubierto con un material que absorbe la radiación solar y la convierte en calor.
- Un reflector parabólico: Es un espejo con forma de parábola que concentra la luz solar directa hacia el tubo absorbedor.
- Una estructura de soporte: Mantiene el tubo absorbedor en la posición correcta dentro del reflector parabólico y permite que el colector siga el movimiento del sol a lo largo del día.



Figura 62. Conexionado de Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE

La Figura 62 representa el esquema del conexionado de 12 elementos colectores solares (SCE) que conforman a cada colector (SCA).



Figura 63. Vista en perspectiva del Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE.

Y finalmente, cada SCE está compuesto por 3 HCE, un HCE se refiere a un Heat Collection Element (Elemento de Recolección de Calor), y 28 espejos. Un HCE típico consta de los siguientes elementos:

- Tubo absorbedor: Un tubo de metal que transporta un fluido de transferencia de calor (generalmente aceite térmico). Este tubo está recubierto con un material que maximiza la absorción de la radiación solar y la convierte en calor.
- Cubierta de vidrio: Un tubo de vidrio que rodea el tubo absorbedor, creando un vacío entre ambos. Esta cubierta reduce las pérdidas de calor por convección y radiación, mejorando la eficiencia del HCE.
- Aislamiento: Material aislante que rodea la cubierta de vidrio para minimizar aún más las pérdidas de calor.



Figura 64. Identificación de espejos en el Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE

La Tabla 17 resume las principales características de campo solar de la planta:

Solar Field Aperture Area (m ²)	339506
# of Solar Collector Assemblies (SCAs)	420
# of Loops	105
# of SCAs per Loop	4
# of Modules per SCA	12
SCA Length (m)	150
Collector/Heliostat Manufacturer	Sener, Spain
Collector/Heliostat Engineering or IP Owner	Sener, Spain
Collector/Heliostat Model	SenerTrough (SNT-1)
Mirror Manufacturer	Flabeg, Germany
Mirror Model	RP3

Tabla 17. Características de campo solar de la planta

En la Tabla 17 se indica las características del campo solar de la planta Termosolar de Villena.

Los colectores SNT-1 y SNT-2 han sido desarrollados por la empresa española SENER como un producto integral de sus servicios como EPC (Ingeniería- Adquisición-Construcción) en proyectos en todo el mundo. De hecho, esta empresa forma parte del consorcio que construyó el Complejo Solar NOORo I, II y III en Marruecos. Allí, los campos solares de 160 MWel NOORo I y 200 MWel NOORo II implementan sus colectores cilindro-parabólicos SNT-1 y 2, respectivamente. Ambos colectores utilizan un tubo de torsión a lo largo del módulo, donde el SNT-2 representa una versión a escala +25% del SNT-1. La principal característica de estos colectores son los brazos en voladizo, fabricados con tecnología de lámina delgada estampada que proporciona la forma parabólica y los puntos de apoyo para los espejos.

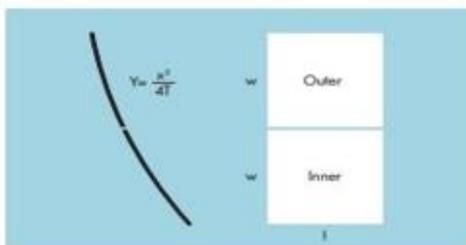


Solar Mirrors for Concentrating Solar Power (CSP)

This product information is related to the FLABEG specification for solar mirrors (Date: July 2009)

Available Mirrors

Type		Dimensions l x w (mm)
RP 2 T=1490 mm	Inner	1570:± x 1400 :±
	Outer	1570:± x 1324 :±
RP 3 L T=1710 mm	Inner	1700:± x 1641 :±
	Outer	1700:± x 1568 :±
RP 4 T=1710 mm	Inner	1570:± x 1900 :±
	Outer	1570:± x 1900 :±



Glass Quality

Low iron float glass according to EN 572-2

Reflection according to ISO 9050

Type	Thickness	Reflection %	Weight (kg) Inner/Outer
RP 2	4 mm	≥ 93.5	22/21
	5 mm	≥ 92.5	28/26
RP 3 L	4 mm	≥ 93.5	28/27
	5 mm	≥ 92.5	35/33
RP 4	4 mm	≥ 93.5	30/30
	5 mm	≥ 92.5	37/37

Mirror Coating System

Layer System: Ag / Cu / low Pb protective lacquers/lead-free top coat

Durability of silver coating system

Resistance to humidity as per DIN EN ISO 6720-2 CH: 480 h
 Resistance to salt spray test DIN EN ISO 9227 NSS: 480 h
 Resistance to CASS test DIN EN ISO 9227 CASS: 120 h
 Stability in climatic cycling test DIN EN ISO 6270-2 CH*: 10 cycles

Visual Characteristics

Total visual defects effecting the performance: ≤ 0.01 %
 Corners on mirror may be rounded to radius of max. 20 mm

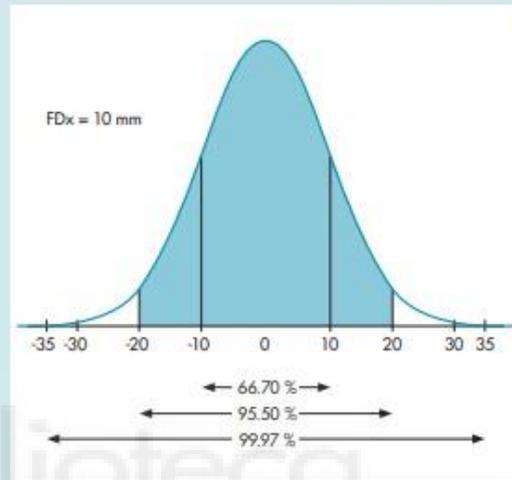
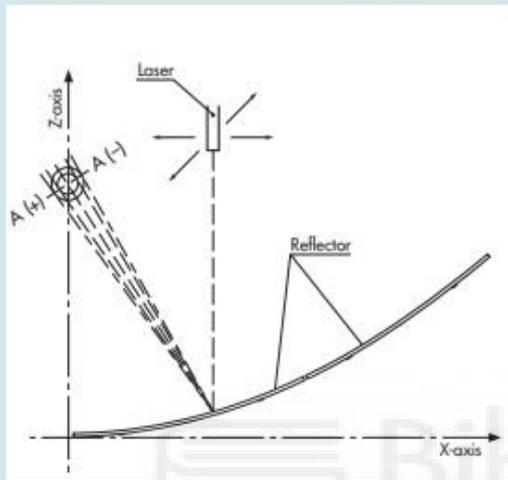
Figura 65. Ficha técnica Espejo Solar

En la Figura 65, se observa la ficha técnica de los espejos solares empleados en la Planta termosolar de Villena, espejos los cuales se encargan de reflejar la luz del sol hacia los tubos por donde pasa el HTF o también llamado fluido de transferencia de calor.

En la ficha técnica se reflejan los datos y características más representativas de los espejos solares.

Precision of curvature

Measurement and evaluation:	by laser beam
Distance between measurement points:	50 mm
Edge exclusion:	20 mm
Total measure points:	> 388 per m ²
Focus Standard Deviation (RP 3):	FDx ≤ 10mm
	≥ 95,5 % of reflected beams hit 40 mm Target (2σ)
	≥ 99,7 % of reflected beams hit 60 mm Target (3σ)



Mounting Elements

Minimum 4 ceramic elements fixed with suitable adhesive (FLABEG SKS 06) to the back of the mirror. Tensile strength for each ceramic element perpendicular to mirror surface: 2000N**
Metal thread: M6 x 6

Labeling

Each reflector may have a FLABEG label on rear side.
Size approx. (50 x 20) mm²

Packaging

Packaging is suitable for sea container shipments. Other packaging for individual shipment is available upon request. Packaging is not suitable for outdoor storage.

Type	Thickness	Amount (pcs./box)
RP 2	4 mm	50
	5 mm	48
RP 3 L	4 mm	50
	5 mm	48
RP 4	4 mm	49
	5 mm	47

* 4h @ 90°C; 4h @ 40°C; 16h DIN ISO 6270-2 CH

** Measured as per FLABEG's tensile strength test

Figura 66. Datos Espejo Solar



Figura 67. Imagen y esquema del Colector SenerTrough (SNT-1), Fredriksson (2019)

- Campo solar (Receptor)

Receiver Working Fluid	Thermal Oil
Receiver Working Fluid Category	Thermal oil/organics
Solar Field or Receiver Inlet Temperature (C)	293°C
Solar Field or Receiver Outlet Temperature (C)	393°C
Receiver Manufacturer	Schott, Germany
Receiver Model	PTR 70

Tabla 18. Características del receptor y fluido térmico

En relación con el receptor, es el modelo SCHOTT PTR®70 diseñado para su uso en plantas de energía de última generación que operan con fluidos de transferencia de calor a base de aceite a temperaturas de hasta 400°C. La información mostrada en su catálogo destaca por:

- Rendimiento óptico superior: Según mediciones realizadas en DLR (Centro Aeroespacial Alemán), el receptor de cuarta generación de SCHOTT muestra un rendimiento óptico un 6% superior al estándar de la industria. Esto significa que el receptor es más eficiente en la captación y concentración de la luz solar, lo que se traduce en una mayor producción de energía.
- Bajas pérdidas de calor: Las mediciones de pérdidas de calor, realizadas en una prueba interlaboratorios por SCHOTT Solar CSP en cooperación con NREL (Laboratorio Nacional de Energías Renovables de EE. UU.) y DLR, confirmaron una pérdida de calor de menos de 250 W/m² a temperaturas de trabajo (400 °C). Esto es crucial para mantener la eficiencia y las altas temperaturas de funcionamiento, ya que minimiza la energía que se pierde en forma de calor.



Technical specification

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4060 mm at 20 °C ambient temperature (159.8 inches at 68 °F) aperture length: > 96.7% of the bulk length at 350 °C / 662 °F working temperature
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm / 2.75 inches steel-type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: <ul style="list-style-type: none"> $\alpha_{sun} \geq 95.5\%$ $\alpha_{ext} \geq 96\%$ thermal emittance: $\epsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> Borosilicate glass outer diameter: 125 mm / 4.9 inches antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 97\%$
Thermal losses	<ul style="list-style-type: none"> in conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields <ul style="list-style-type: none"> < 250 W/m (@ 400 °C) < 165 W/m (@ 350 °C) < 110 W/m (@ 300 °C) < 70 W/m (@ 250 °C)
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> residual gas pressure: $\leq 10^{-1}$ mbar
Heat transfer fluid	<ul style="list-style-type: none"> non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of $p_{H_2} < 30$ Pa
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 41 bar (absolute)

Thermal losses

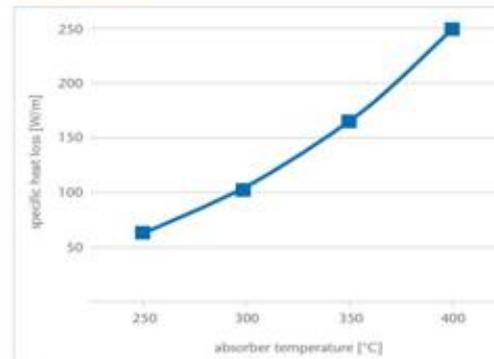


Figura 68. Ficha técnica del receptor solar modelo SCHOTT PTR 70

El fluido térmico de trabajo en el campo solar, Heat Transfer Fluid (HTF) es el denominado comercialmente como DOWTHERM™ A de la compañía Dow. DOWTHERM™ A, un fluido de transferencia de calor es una mezcla eutéctica de dos compuestos muy estables, bifenilo (C₁₂H₁₀) y óxido de difenilo (C₁₂H₁₀O). Estos compuestos tienen prácticamente las mismas presiones de vapor, por lo que la mezcla puede manipularse como si fuera un solo compuesto. El fluido DOWTHERM A puede utilizarse en sistemas que emplean calentamiento en fase líquida o en fase de vapor.

La temperatura de congelación del fluido térmico es de 12°C. Sin embargo, se considera por motivos de seguridad que la temperatura del fluido térmico nunca será inferior a 65°C. La cantidad total aproximada de fluido de transferencia de calor en el sistema es del orden de 1.350 toneladas

Composition Diphenyl Oxide/Biphenyl Blend		
Color	Clear to light yellow	
Property	SI Units	English Units
Freeze Point	12.0°C	53.6°F
Atmospheric Boiling Point	257.1°C	494.8°F
Flash Point ¹	113°C	236°F
Fire Point ²	118°C	245°F
Autoignition Temperature ³	599°C	1110°F
Density at 25°C (75°F)	1056 kg/m ³	66.0 lb./ft. ³
Surface Tension in Air at:		
20°C (68°F)	40.1 Dynes/cm	40.1 Dynes/cm
40°C (104°F)	37.6 Dynes/cm	37.6 Dynes/cm
60°C (140°F)	35.7 Dynes/cm	35.7 Dynes/cm
Estimated Critical Temperature	497°C	927°F
Estimated Critical Pressure	31.34 bar	30.93 atm
Estimated Critical Volume	3.17 l/kg	0.0508 ft. ³ /lb.
Average Molecular Weight		166.0
Heat of Combustion	36,053 kJ/kg	15,500 Btu/lb.

¹Not to be construed as specifications.

²SETA

³C.O.C.

³ASTM E659-78

Figura 69. Ficha técnica del fluido térmico (HTF) DOWTHERM

A continuación, se muestran las principales propiedades físicas del fluido térmico DOWTHERM A

2.9.1.2. BLOQUE DE POTENCIA.

El bloque de potencia está situado en el centro del emplazamiento de la central termo solar, y es el encargado de transformar la energía térmica, procedente del campo solar y del sistema de almacenamiento, en energía eléctrica. El ciclo térmico que se utiliza en las centrales termo solares es el ciclo de Rankine con recalentamiento, mejorando así la eficiencia del ciclo térmico y la calidad del vapor. Este ciclo utiliza como fluido de trabajo el agua, que cambia de estado en función de la etapa del ciclo en la que se encuentre, pasando de agua líquida a vapor alternativamente. Los diferentes pasos del ciclo de Rankine que se llevan a cabo en la central termo solar son los siguientes:

- El fluido térmico procedente del campo solar pasa por una serie de intercambiadores de calor, generalmente conocido como el tren generador de vapor, que se encargan de transformar el agua líquida en vapor sobrecalentado.
- Una vez generado el vapor sobrecalentado, este se expande en la turbina de alta presión. Tras expandirse, el vapor se reconduce al recalentador, obteniéndose así de nuevo vapor sobrecalentado, listo para expandirse en la turbina de baja presión.

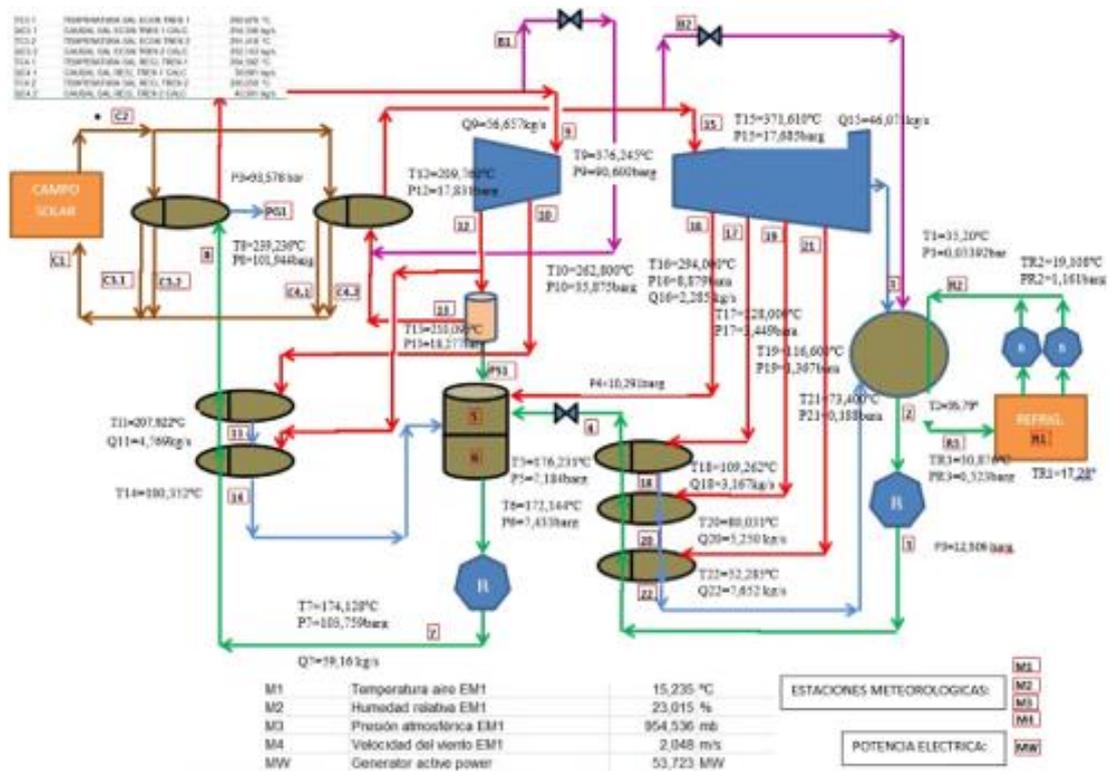


Figura 71. Esquema con datos reales de funcionamiento registrado en el sistema de adquisición de datos de la planta Enerstar-Villena

Nominal	Turbineor Capacity	Power Cycle	50 MW
	Turbine Manufacturer		MAN Turbo, Germany
	Power Cycle		Steam Rankine
	Power Cycle Pressure (Bar)		100
	Cooling Type		Wet

Tabla 19. Características del ciclo de potencia

2.9.1.3. SISTEMA DE CONDENSACIÓN REFRIGERACIÓN.

La condensación del vapor que circula por el bloque de potencia se realiza en un condensador de carcasa y tubos que emplea como foco frío agua recirculada en una torre de refrigeración de tres celdas. La función principal de la torre de refrigeración es suministrar el agua fría necesaria para evacuar el calor no aprovechable en la producción de energía.

Esta unidad es de tipo flujo en contracorriente con flujo de aire inducido (ventilador a la salida). El aire es introducido verticalmente a través de la entrada de aire situada en la parte

inferior de la torre, viaja a través del relleno contra la corriente vertical de agua y es descargado a la atmósfera.



Figura 72. Imagen de la torre de refrigeración de la planta Enerstar-Villena. Marca: ESINDUS.

La regulación del flujo másico de aire se realiza mediante 3 ventiladores (1 por celda) disponiendo uno de ellos de variador de frecuencia y los otros dos ventiladores regulados por dos escalones (50%/100%).

Howden Cooling Fans			
P.O.Box 975, 7550 AZ Hengelo, The Netherlands			
Phone +31 (0)74 2556000 / Fax +31 (0)74 2556060			
www.howdencoolingfans.com			
			
CF-P20 V6.07 16 jun 2010		http://www.howdencoolingfans.com	
Input data			
Application	: Cooling tower	Installation type	: Induced Draught
Air flow	: 620,2 [m³/s]	Mounting orientation	: vertical shaft; hub at outlet
Fan Static Pressure	: 152,8 [Pa]	Fan inlet shape	: Bell, L/D = 0.15
Inlet temperature	: 33,5 [°C]	Diffusor length	: 350 [mm]
Air density	: 1,056 [kg/m³]	Diffusor cone angle	: 7,5 [°]
Fan diameter	: 32 [ft]	No extra obstacles calculated	
Fan blade type	: ENF		
Blade number	: 6		
Fan speed	: 119,4 [R/min]		
Fan clearance	: 0,01 (2S/FanDia)		
Crosswind	: 0,0 [m/s]		
Selection result: 32 ENF 6 fan model			
Blade tip speed	: 61,0 [m/s]	Static efficiency	: 67,1 [%]
Fan speed	: 119,4 [R/min]	Total efficiency	: 82,6 [%]
Blade tip angle	: 10,7 [°]	Fan shaft power	: 140,3 [kW]
		Pressure margin [%]	: 35,1 ¹ / 25,2 ²
		Air flow margin [%]	: 16,2 ¹ / -39,6 ²
		¹ according to API	² at selected blade angle
Fan must be operated at specified fan speed and blade angle! Adjusting these variables after installation requires running a new selection.			
Impeller Sound Power Level	: 107,4 [dB(A)]	Sound power spectrum	
Sound due to inlet shape	: 0,0 [dB(A)]	Octave	PWL PWL(A) Tolerance
Sound due to inlet obstacles	: 0,0 [dB(A)]	[Hz]	[dB] [dB(A)] [dB]
Sound due to outlet obstacles	: 0,0 [dB(A)]	63	112,5 86,3 5
Total Sound Power Level	: 107,4 [dB(A)]	125	112,5 96,4 3
		250	108,5 99,9 2
SPL 1m beside outlet	: 80,0 [dB(A)]	500	105,5 102,3 2
SPL 1m above outlet at 45°	: 82,8 [dB(A)]	1000	102,5 102,5 2
SPL 1m above outlet	: 87,1 [dB(A)]	2000	94,5 95,7 2
SPL 1m below cooler unit	: 83,8 [dB(A)]	4000	90,5 91,5 2
		8000	86,5 85,4 2
Tolerance on sound level values ± 2 [dB]. Reflections not considered!			

Figura 73. Ficha técnica del ventilador empleado en la torre de refrigeración.

CAPÍTULO 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.

A continuación, vamos a registrar los resultados obtenidos mediante el programa EES del estudio en el cual se basa este trabajo.

El estudio; mencionado anteriormente, se centra en las mejoras que se pueden implementar en un ciclo Rankine simple, como influyen esas mejoras y la variación en la temperatura del fluido condensante (Agua o Aire) en los parámetros del ciclo (Rendimiento del ciclo y combustible consumido)

3.1. ANALISIS EES CENTRAL VILLENA.

En este apartado hemos utilizado datos reales de la Central termo Solar de Villena mediante los cuales hemos creado dos situaciones experimentales.

Una situación en la cual la central genera una potencia nominal o de diseño ($P \approx 50\text{MW}$) y otra situación en la cual la central genera una potencia inferior a la de diseño ($P \approx 37,37\text{MW}$).

Estas situaciones las compararemos con días reales de funcionamiento de la central, y veremos que coinciden.

3.1.1. ESQUEMAS CENTRAL TERMOSOLAR VILLENA.

A continuación, se representará el esquema del ciclo Rankine de la central termosolar de Villena en los dos estados de funcionamiento.

Para ello se ha empleado datos reales de la central, como se ha mencionado en el anterior apartado y un esquema básico del ciclo Rankine de la central

En la Situación 1 (diseño), la potencia es de 50MW.

En la Situación 2 (real), la potencia es de 37,37MW.

Estos esquemas nos permitirán visualizar mejor los datos de cada punto y etapa del ciclo Rankine.

Además, los operarios de la planta nos han proporcionado datos de generación de energía durante unos días en concreto del año 2022, los cuales emplearemos para comprobar mediante los datos la precisión que tiene la herramienta EES para representar los ciclos termodinámicos de centrales reales.

- Esquema Situación 1 (Potencia 50MW)

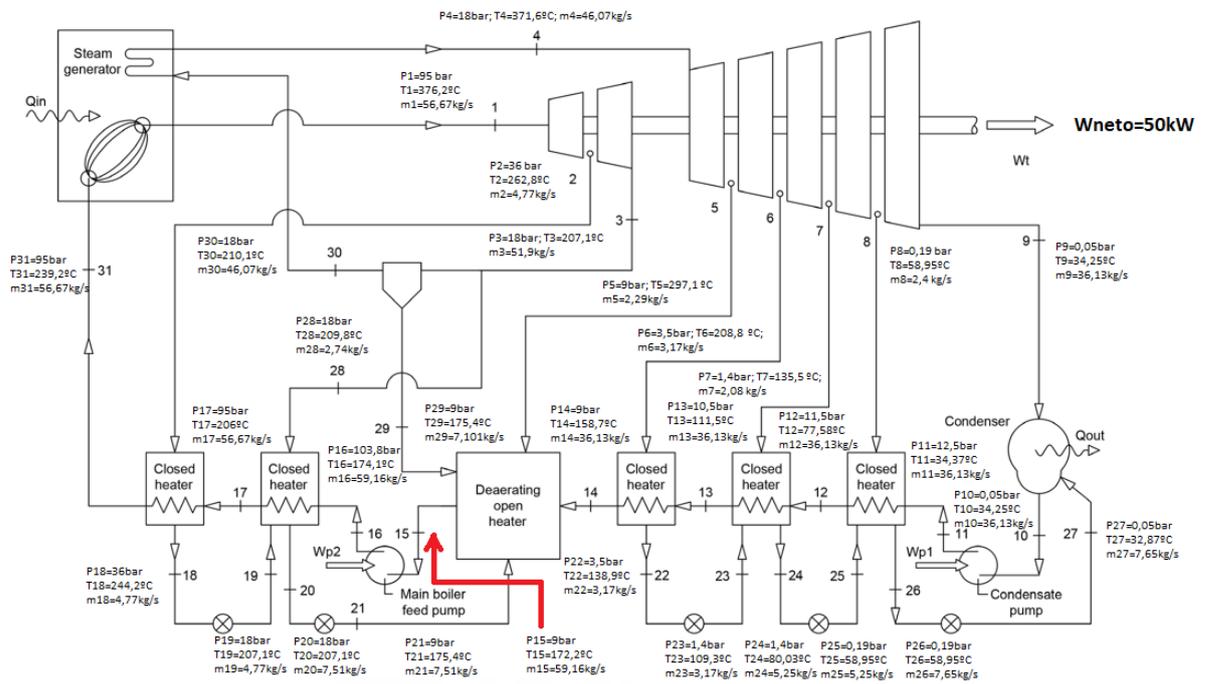


Figura 74. Esquema Central de Villena (Situación de $P \approx 50 \text{ MW}$)

En la Figura 74, se representa el esquema de la Central de Villena, empleando presiones y caudales máxicos cedidos por la central, como resultado nos da una potencia cercana a la nominal

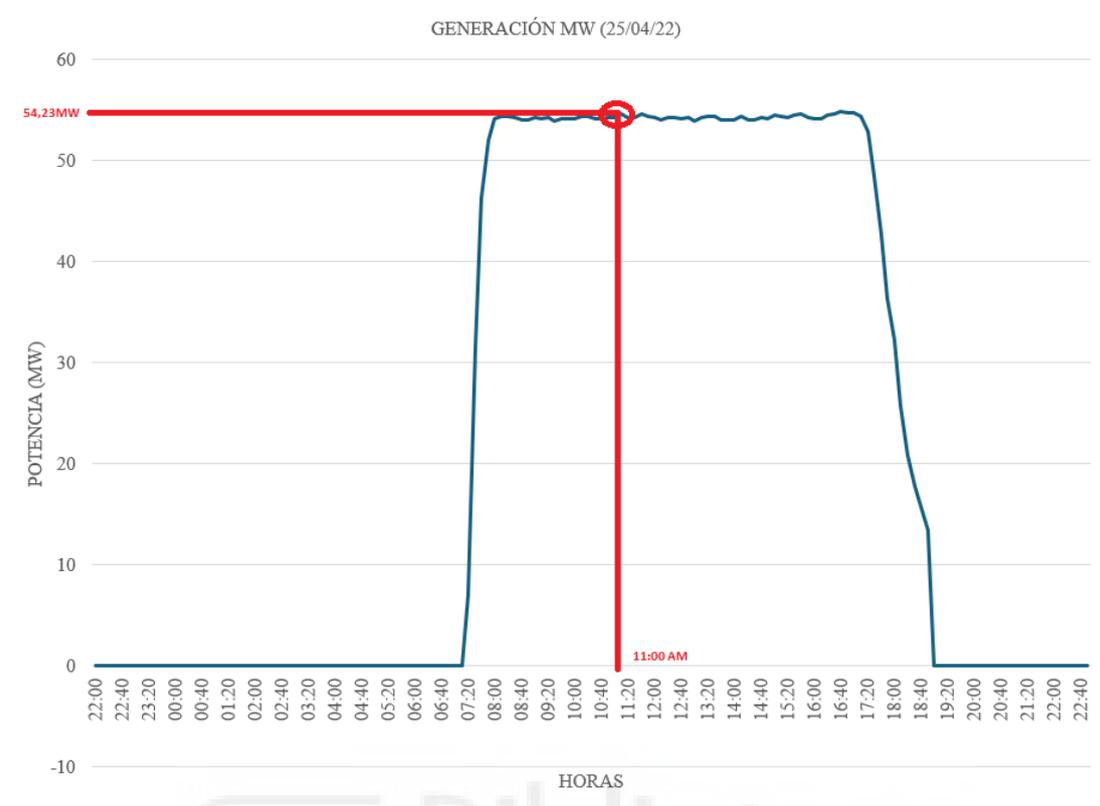


Figura 75 Gráfica Generación Diaria (25 de abril de 2022)

En la Figura 75, se representa gráficamente la generación diaria en MW de la central, en la cual a las 11:00 de la mañana tiene una generación de 54,23MW, siendo la potencia óptima de la central ese día, que es cercana a los 50MW obtenidos en la situación de diseño.

Por lo que los datos introducidos en EES dados por la central son muy coincidentes con los que da la central a esa hora y ese día.

- Esquema Situación 2 (Potencia 38,78MW)

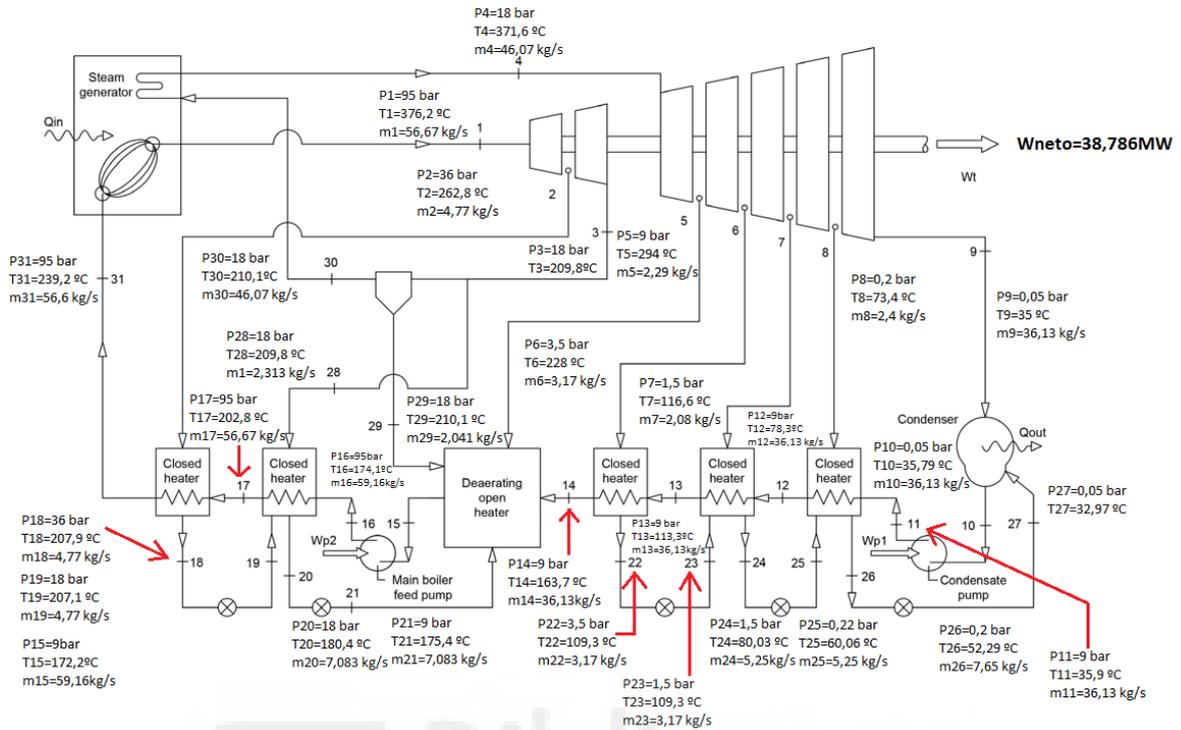


Figura 76 Esquema Central de Villena (Situación P=38,78MW)

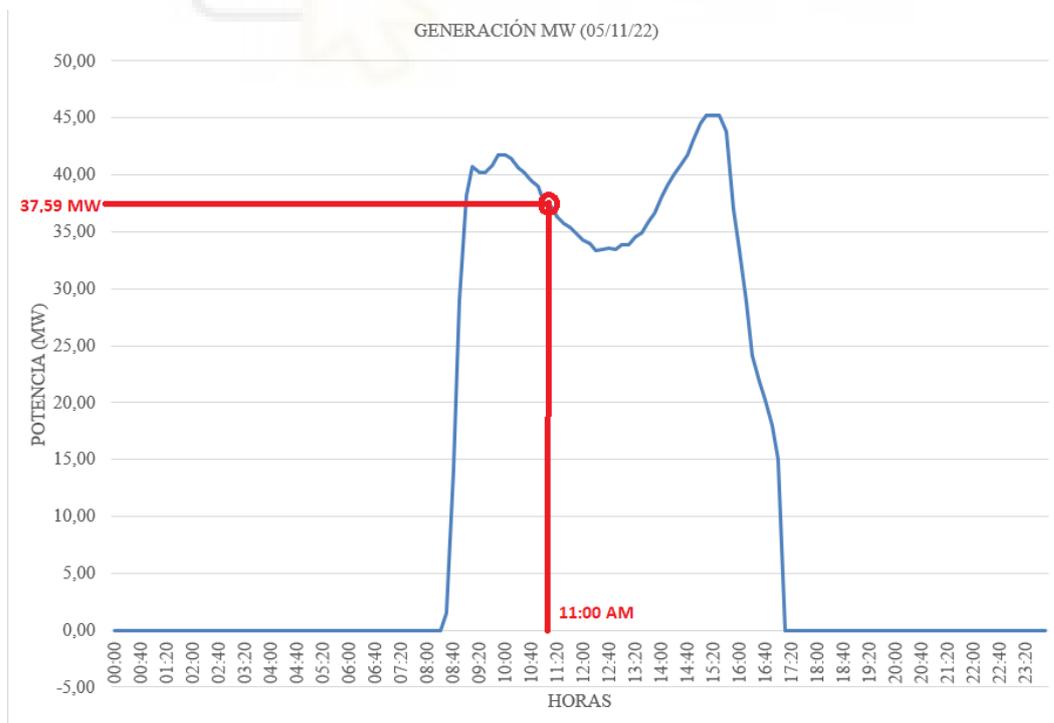


Figura 77. Gráfica Generación Diaria (5 de noviembre de 2022)

En la Figura 77. se representa gráficamente la generación diaria en MW de la central, en la cual a las 11:00 de la mañana tiene una generación de 37,59MW, siendo la potencia óptima de la central ese día, que es cercana a los 38,78MW obtenidos en la situación de diseño.

Por lo que los datos introducidos en EES dados por la central son muy coincidentes con los que da la central a esa hora y ese día.

- Diagrama T-s en PowerPoint

A partir de los datos cedidos inicialmente por la central y con ayuda del programa EES y PowerPoint, se ha representado de forma aproximada el diagrama T-s del ciclo Rankine, de tal manera que se pueda identificar bien cada punto del ciclo, el cual tiene hasta 31 puntos en total.

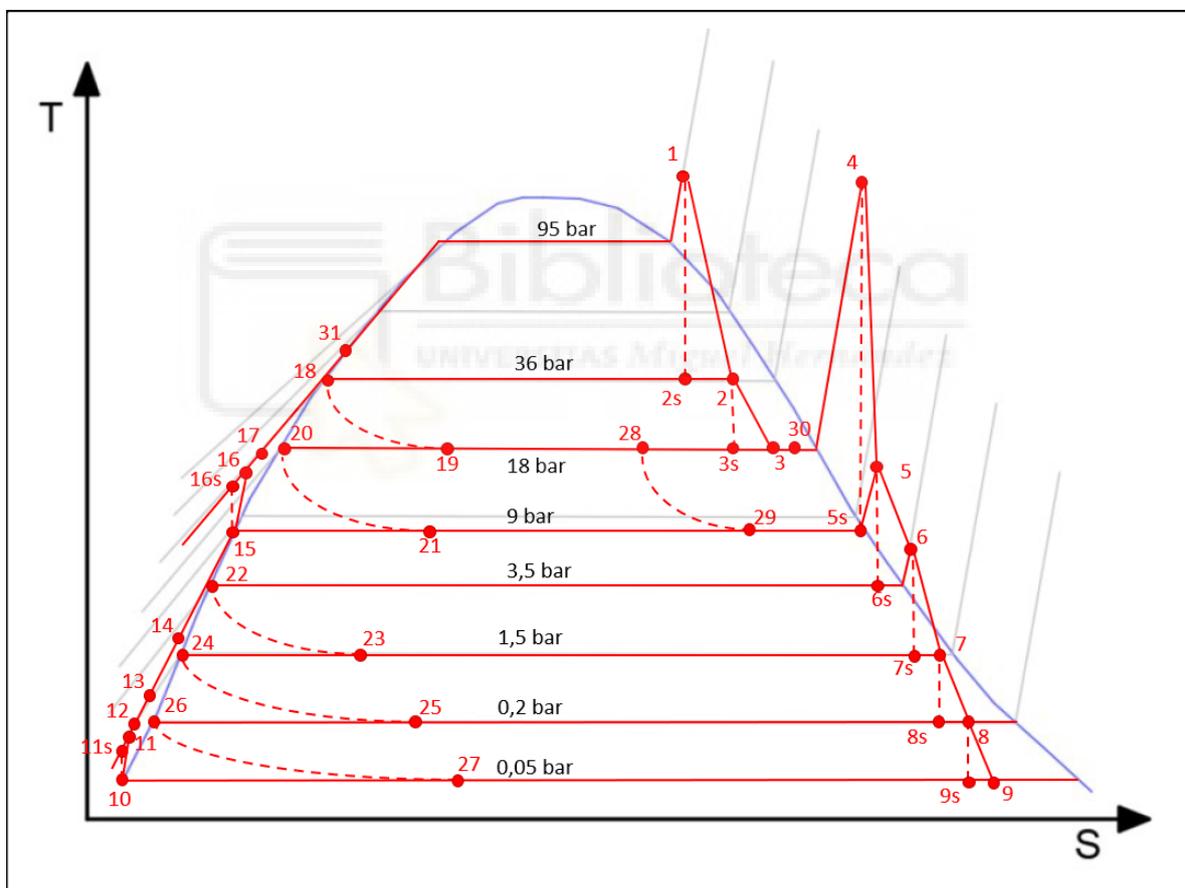


Figura 78. Gráfica T-s Central de Villena en PowerPoint

- Resultados de los códigos EES de la central termosolar de Villena

Se han creado dos códigos EES para estudiar la central de Villena, con los datos cedidos por la central de tal forma que se han obtenido unos resultados en forma de datos, tablas y gráficas.

Cada código representa una situación diferente de la centra; un código representara la situación donde la central opera con la potencia nominal o de diseño y el otro código representa la situación donde la central opera con una potencia inferior a la de diseño.

-Resultados Situación 1 (Potencia 50MW)

$AT_{FF} = 11,77$ [C]	$AT_{max} = 15,14$ [C]	$C_{pFS} = 2,5$ [kJ/kg·C]	$C_{FF} = 7094$ [kW/C]	$e = 0,7774$	$\eta_{bomba,1} = 0,7668$	$\eta_{bomba,2} = 0,7668$
$\eta_{t,5} = 0,7625$	$\eta_{t,6} = 0,7625$	$\eta_{t,7} = 0,7625$	$G_{sol} = 0,8$ [kW/m ²]	$Q_e = 130990$ [kJ/kg]	$Q_{HTF} = 146431$ [kW]	$Q_{max} = 107408$ [kW]
$W_B = 873,8$ [kW]	$W_{B,1} = 58,97$ [kW]	$W_{B,2} = 814,8$ [kW]	$W_{neto} = 47495$ [kW]	$W_T = 48369$ [kW]	$W_{T,1} = 9440$ [kW]	$W_{T,2} = 5507$ [kW]
$\eta_{central} = 0,1749$	$\eta_{ciclo} = 0,3626$	$\eta_{op} = 0,5391$	$\eta_{t,1} = 0,7625$	$\eta_{t,2} = 0,7625$	$\eta_{t,3} = 0,7625$	$\eta_{t,4} = 0,7625$
$Q_{real} = 83495$ [kW]	$Q_s = 83495$ [kW]	$Q_{sol} = 271605$ [kW]	$S = 339506$ [m ²]	$T_{Aire} = 15,23$ [C]	$T_{R,2} = 19,11$ [C]	$T_{R,3} = 30,88$ [C]
$W_{T,3} = 6516$ [kW]	$W_{T,4} = 7282$ [kW]	$W_{T,5} = 5576$ [kW]	$W_{T,6} = 9317$ [kW]	$W_{T,7} = 4731$ [kW]		

-Tabla Array del Ciclo Rankine de la Central de Villena en la Situación 1

Los datos representados en esta tabla han sido previamente cedidos por la central, donde podemos observar las entalpías, entropías, temperaturas, presiones y caudales máxicos de cada punto del ciclo Rankine

Sort	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	ss_i [kJ/kg·K]	T_i [C]	x_i	s_i [kJ/kg·K]	h_i [kJ/kg]	hs_i [kJ/kg]	P_i [bar]	\dot{m}_i [kg/s]	$T_{C,i}$ [C]	$\dot{m}_{C,i}$ [kg/s]
[1]		376,2		6,137	3034		95,00	56,67	295	585,7
[2]	6,137	262,8		6,236	2867	2815	36,00	4,77	395	585,7
[3]	6,236	207,1		6,304	2761	2728	18,00	51,9		506,5
[4]		371,6		7,087	3189		18,00	46,07		79,24
[5]	7,087	297,1		7,166	3048	3004	9,00	2,29		
[6]	7,166	208,8		7,276	2882	2830	3,50	3,17		
[7]	7,276	135,5		7,384	2744	2702	1,40	2,08		
[8]	7,384	58,95		7,61	2503	2427	0,19	2,4		
[9]	7,61	34,25		7,743	2372	2331	0,05	36,13		
[10]		34,25	0	0,495	143,5		0,05	36,13		
[11]	0,495	34,37		0,4962	145,1	144,8	12,50	36,13		
[12]		77,58		1,046	325,7		11,50	36,13		
[13]		111,5		1,434	468,4		10,50	36,13		
[14]		158,7		1,929	669,9		9,00	36,13		
[15]		172,2		2,063	728,5		9,00	59,16		
[16]	2,063	174,1		2,07	742,3	739,1	103,80	59,16		
[17]		206		2,374	882,3		95,00	56,67		
[18]		244,2	0	2,74	1058		36,00	4,77		
[19]		207,1		2,758	1058		18,00	4,77		
[20]		207,1	0	2,397	884,5		18,00	7,51		
[21]		175,4		2,41	884,5		9,00	7,51		
[22]		138,9	0	1,727	584,3		3,50	3,17		
[23]		109,3		1,74	584,3		1,40	3,17		
[24]		80,03	0	1,411	458,4		1,40	5,25		
[25]		58,95		1,455	458,4		0,19	5,25		
[26]		58,95	0	0,8181	246,8		0,19	7,65		
[27]		32,87		0,8325	246,8		0,05	7,65		
[28]		209,8		6,394	2804		18,00	2,74		
[29]		175,4	0	2,094	742,6		9,00	7,101		
[30]		210,1		6,396	2805		18,00	46,07		
[31]		239,2		2,682	1035		95,00	56,67		

Tabla 20. Datos obtenidos en EES de la central de Villena en la situación 1

En la Tabla 20; las presiones y los flujos másicos, han sido proporcionados previamente por la central.

-Resultados Situación 2 ($P \approx 38,78 \text{ MW}$)

A partir de los datos reflejados en la Figura 77 y mediante el uso de la herramienta EES, hemos obtenido los siguientes resultados donde podemos observar los rendimientos y trabajos de las bombas y de las turbinas, el rendimiento total de la central, la eficiencia del condensador, los flujos másicos de cada etapa del ciclo, las temperaturas de cada etapa y los calores de entrada y salida del ciclo.

$AT_{FF} = 11,77$	$AT_{max} = 15,14$	$C_{pFS} = 2,5$	$C_{FF} = 7833$	$e = 0,7774$	$\eta_{bomba,1} = 0,72$
$\eta_{s,turb3} = 0,7976$	$\eta_{s,turb4} = 0,5549$	$\eta_{s,turb5} = 0,5547$	$\eta_{s,turb6} = 0,5458$	$\eta_{s,turb7} = 0,5458$	$G_{sol} = 0,8$
$\dot{m}_{15} = 56,67 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{16} = 56,67 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{17} = 56,67 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{18} = 4,77 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{19} = 4,77 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_2 = 4,77 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{26} = 7,67 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{27} = 7,67 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{28} = 0,5675 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{29} = 5,262 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_3 = 51,9 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{30} = 46,07 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_9 = 36,11 \text{ [kg/s]}$	$\dot{Q}_E = 130982 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_S = 92196$	$\dot{Q}_{sol} = 271605$	$Q_{HTF} = 146431$	$Q_{max} = 118602$
$\dot{W}_{B,BP} = 76,1 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{Neto} = 38786 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_T = 39617 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{T,AP} = 12709 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{T,BP} = 26908 \text{ [kW]}$	
$\eta_{bomba,2} = 0,7243$	$\eta_{central} = 0,1428$	$\eta_{ciclo} = 0,2961$	$\eta_{op} = 0,5391$	$\eta_{s,turb1} = 0,7625$	$\eta_{s,turb2} = 0,4524$
$\dot{m}_1 = 56,67 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{10} = 43,78 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{11} = 43,78 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{12} = 43,78 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{13} = 43,78 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{14} = 43,78 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{20} = 5,338 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{21} = 5,338 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{22} = 3,17 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{23} = 3,17 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{24} = 5,27 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_{25} = 5,27 \text{ [kg/s]}$
$\dot{m}_{31} = 56,67 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_4 = 46,07 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_5 = 2,29 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_6 = 3,17 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_7 = 2,1 \text{ [kg/s]}$	$\dot{m}_8 = 2,4 \text{ [kg/s]}$
$Q_{real} = 92196$	$S = 339506$	$T_{R,2} = 19,11$	$T_{R,3} = 30,88$	$\dot{W}_B = 831,2 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{B,AP} = 755,1 \text{ [kW]}$

También hemos obtenido esta tabla de datos de cada punto del ciclo Rankine de la central en la Situación 2, que fueron proporcionados por la central previamente.

Como podemos observar en los datos de la Situación 2, el rendimiento de la central es de 14,28%.

Un rendimiento óptimo y real para este tipo de centrales, pero siendo una situación donde la potencia y rendimiento son inferiores al nominal de esta central.

Por lo que el estudio realizado con los datos cedidos de la planta termosolar de Villena es acertado, lo que nos da a entender que el estudio mediante la herramienta EES es viable para cualquier central o ciclo termodinámico.

En referencia a la Situación 1 (o de diseño), el rendimiento de la central es de 17,49%.

Es un rendimiento óptimo para una central termosolar de este tipo, siendo una característica importante de esta central ya que optimiza al máximo las tecnologías de las que dispone ya que no dispone de gasto de combustible, solo gastos de mantenimiento y personal.

-Tabla Array del Ciclo Rankine de la Central de Villena en la Situación 1

Sort	1 ss _i [mixed]	2 T _i [mixed]	3 x _i [mixed]	4 s _i [kJ/kg·K]	5 h _i [mixed]	6 hs _i [mixed]	7 P _i [bar]	8 M _{C,i}	9 T _{C,i}
[1]		376,3		6,137	3034		95	585,7	295
[2]	6,137	262,8		6,236	2867	2815	36	585,7	395
[3]	6,236	209,8		6,394	2804	2728	18	506,5	
[4]		371,6		7,087	3189		18	79,24	
[5]	7,087	294		7,154	3041	3004	9		
[6]	7,154	228		7,357	2921	2825	3,5		
[7]	7,357	171,6		7,554	2817	2733	1,4		
[8]	7,554	73,4		8,008	2635	2484	0,19		
[9]	8,008	34,25	0,9886	8,277	2536	2453	0,054		
[10]		34,25	0	0,495	143,5		0,054		
[11]	0,495	34,4		0,4965	145,2	144,8	12,5		
[12]		69,45			291,7		11,5		
[13]		99,95			419,7		10,5		
[14]		142			598		10,4		
[15]		172,2		2,063	728,5		8,4		
[16]	2,063	174,1		2,071	741,8	738,2	95		
[17]		202,8			868,3		100		
[18]		207,9			888,8		36		
[19]					888,8		17		
[20]		180,4			764,9		17		
[21]					764,9		9		
[22]		109,3			458,4		3,5		
[23]					458,4		1,4		
[24]		80			335,1		1,4		
[25]					335,1				
[26]		52,29			218,9		0,19		
[27]					218,9		0,054		
[28]		207,5			2804		17		
[29]					770,9		9		
[30]		210,1			2805		18		
[31]		239,2			1035		100		

Tabla 21. Datos obtenidos en EES de la central de Villena en la Situación 2.

En la Tabla 21, las presiones, las temperaturas y los flujos másicos de cada punto, han sido proporcionados previamente por la central.

3.2. AHORRO DE EMISIONES DE CO₂.

Sin duda, una de las principales bazas con las que cuenta este tipo de centrales son las bajísimas emisiones de CO₂ a la atmósfera con el beneficio para el medio ambiente que esto conlleva. La Figura 81 muestra las diferentes emisiones de CO₂ según la tecnología utilizada.

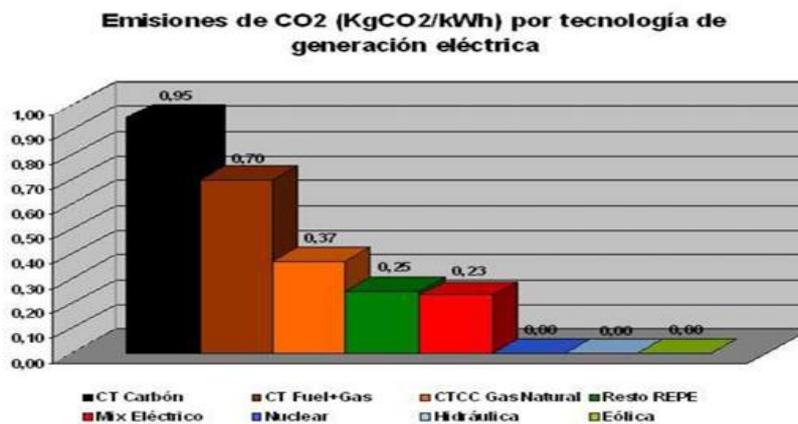


Figura 79. Emisiones de CO₂ por tecnología de generación eléctrica

A continuación, se presentan los factores de emisión de CO₂ de algunas de las tecnologías que hoy en día se utilizan para la generación de energía eléctrica en España.

- Central Térmica de Carbón: 0,95 kgCO₂/kWh.
- Central Térmica de Ciclo Combinado de Gas Natural: 0,37 kgCO₂/kWh.
- Central Térmica de Fuel+Gas: 0,70 kgCO₂/kWh.

El cálculo de los factores de emisión se realiza de acuerdo con los valores presentado por el Plan de Energías Renovables (PER 2005-2010), cifras en concordancia con lo expuesto en la Decisión 2007/589/CE de la Comisión, de 18 de julio de 2007, por la que se establecen directrices para el seguimiento y la notificación de las emisiones de gases de efecto invernadero de conformidad con la Directiva 2003/87/CE del Parlamento Europeo y del Consejo.

De una manera aproximada se puede hacer un cálculo de la cantidad de CO₂ que se deja de liberar a la atmósfera en comparación con el producido por otro tipo de centrales de generación de energía eléctrica, los resultados vienen expresados en la Tabla 22.

Tecnología de generación	Emisiones de CO ₂ (t)
Central térmica de Carbón	604,2
Central CC de Gas Natural	235,4
Central térmica de Fuel + Gas	445,2

Tabla 22. Emisiones de CO₂ (t) durante un día

3.3. ESTUDIO ECONÓMICO

A continuación, se va a realizar la descripción del modelo económico del proyecto. Para ello se va a llevar a cabo una evaluación de la inversión, detallando los diversos conceptos que entran a formar parte de esta y también se realizara un balance económico donde se identificarán los ingresos y los costes, y se definirán los flujos monetarios del proyecto, teniendo en cuenta la legislación vigente.

3.3.1. COSTES CENTRAL.

- CAPEX

Primero hay que tener en cuenta la inversión inicial de la central, que se encuentra en torno a 5.5 millones de euros por MW instalado. Nuestra central tiene una potencia de 50 MW, por lo tanto, se puede asumir un CAPEX de 275 millones de euros.

- Gastos de personal

Para los gastos de personal vamos a suponer 45 trabajadores en la central, y un sueldo medio de 40.000 euros anuales. A esto hay que añadir factor de 1,39 de gastos sociales, con lo que se obtendrían 2,5 millones de euros/año.

- Gastos de materiales

Los materiales necesarios para el funcionamiento de la central también deben ser tenidos en cuenta. Reposiciones debidas a averías, consumo de HTF, etc. Estos gastos serán aproximadamente un 0,75% del coste de la central, obteniendo unos gastos anuales de 2 millones de euros.

- Obsolescencia

Para cubrir la posible obsolescencia de los materiales, se destinará un presupuesto del 1% del coste de la central, es decir, 2,7 millones de euros anuales.

- Subcontratos

Los gastos asociados a subcontratos, relacionados con trabajos adicionales en la planta, mantenimiento y certificaciones, supondrán de 1 a 2 millones anuales. Para este caso se toman 1,5 millones.

- Gastos varios

Por último, para cubrir los gastos adicionales que pueda tener la planta y que no estén incluidos en los apartados anteriores, se destinará un 0,5 % del CAPEX, obteniendo 1,3 millones de euros anuales.

A continuación, se muestra el desglose de gastos anuales para la central:

Coste Central (€/MW)	5.500.500,00
Potencia (MW)	50,00
Personal	45 personas
Sueldo supuesto (€/año)	40000,00
Horas funcionamiento plena carga	3000 horas
CAPEX (€)	275.000.000,00
Generación central (MWh/año)	150.000,00 MWh/año
GASTOS	
Personal (€/año)	-2.502.000,00
Materiales (€/año)	-2.062.500,00
Obsolescencia (€/año)	-2.750.000,00
Gastos varios (€/año)	-1.375.000,00
Subcontratos (€/año)	-1.500.000,00
Gastos anuales (€/año)	-10.189.500,00

Tabla 23. Gastos Central termosolar

Se obtienen unos gastos anuales de 10.189.500 euros.

Para calcular los gastos por operación y mantenimiento, se calcula la producción anual de la central a plena carga, suponiendo un funcionamiento de 3000 horas en este régimen y se obtiene una producción de 150.000 MWh al año.

Con esto, los gastos de operación y mantenimiento será la relación entre los gastos anuales y la producción en ese mismo año:

$$\text{Costes O\&M} = 67,93\text{€/MWh}$$

3.3.2. INGRESOS CENTRAL.

La retribución que se recibirá gracias a la venta de electricidad cambia dependiendo de la opción elegida entre las dos opciones que propone el artículo 24.1 del RD 661+2007: “Para

el subgrupo b.1.2, existe, por tanto, la posibilidad de venta a tarifa regulada o mediante prima de referencia (prima+mercado)”.

Para la realización del estudio económico se han tomado las tarifas actualizadas de la Orden IET/3586/2011, de 30 de diciembre de 2011, por las que se establecen los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2012 y las tarifas y primas de las instalaciones del régimen especial.

Las tarifas vienen reflejadas en la tabla 24.

Plazo	Tarifa regulada c€/kWh	Prima de referencia c€/kWh
Primeros 25 años	29,8957	28,1894
A partir de entonces	32,9164	22,5515

Tabla 24. Retribución de las diferentes tarifas

- Precio medio del mercado: Como referencia del precio de venta de la energía, se ha utilizado la evolución del Pool medio anual de mercado en base a 24 horas de los últimos cuatro años, considerándose un precio de venta para la energía eléctrica del proyecto de 8c€/kWh - 80€/MWh. A través de OMIE se obtienen la evolución del pool del mercado.

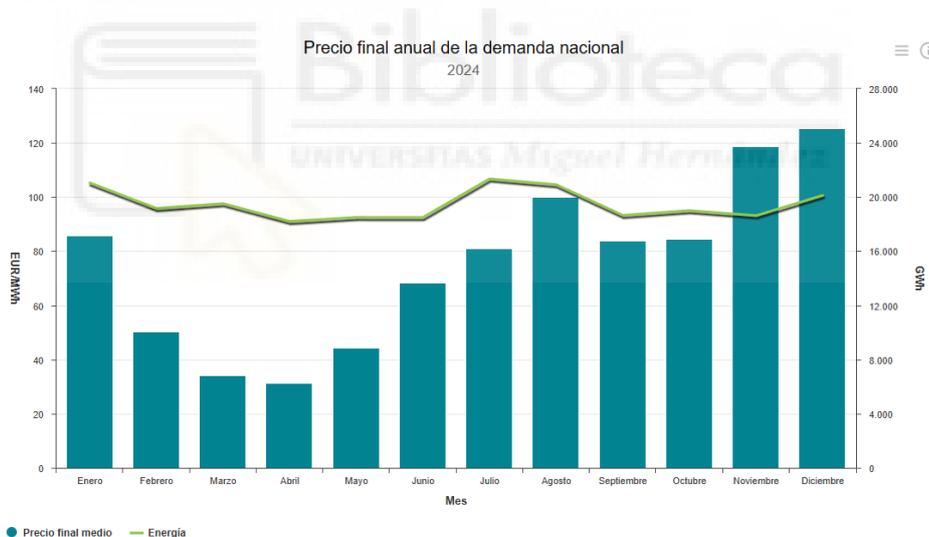


Figura 80. Evolución del Pool de medio anual.

El valor que se va a tomar para dicho complemento se va a coger de la actualización realizada en la Orden IET/3586/2011, de 30 de diciembre, por la que se establecen los peajes de acceso a partir de 1 de enero de 2012 y las tarifas y primas de las instalaciones de régimen especial. En ella el complemento por energía reactiva, queda fijado en 8,7022 c€/kWh.

- Opción tarifa regulada:

$$\text{Precio energía} = 29,8957 \text{ c€/kWh} + 8,7022 \text{ c€/kWh} * 6\% = 30,417 \text{ c€/kWh}$$

- Opción prima de referencia + mercado:

Precio energía = $8\text{c€/kWh} + 28,1894\text{ c€/kWh} + 8,7020\text{c€/kWh} \cdot 6\% = 36,71612\text{c€/kWh}$.

3.3.3. VALORACIÓN ECONÓMICA DEL PROYECTO.

Para el análisis de la inversión se utiliza el método del V.A.N. y de la T.I.R. porque presentan la ventaja de tener en cuenta el “tiempo” y porque son los dos métodos más utilizados y aceptados a nivel económico-empresarial, además también se mostrará el Pay back o plazo de recuperación para saber cuánto tiempo se requiere para recuperar la inversión.

3.3.3.1. VALOR ACTUAL NETO (VAN).

Por Valor Actual Neto de una inversión se entiende la suma de los valores actualizados de todos los flujos neto de caja esperados del proyecto, deducido el valor de la inversión inicial.

Los resultados obtenidos para ambas modalidades de tarifas son los que se muestran en la tabla 25.

VAN	
Opción: tarifa regulada	45.625.500€
Opción: prima+mercado	55.074.180€

Tabla 25. Valores del VAN para las dos tarifas

Suponiendo que la producción anual es de 150.000 MWh.

- Opción: tarifa regulada. Precio energía: 304,17€/MWh.
- Opción: tarifa regulada. Precio energía: 367,161€/MWh.

3.3.3.2. TASA INTERNA DE RENTABILIDAD (TIR).

Se denomina Tasa Interna de Rentabilidad (TIR) a la tasa de descuento que hace que el Valor Actual Neto (VAN) de una inversión sea igual a cero (VAN=0)

Los valores de la TIR para los dos tipos de tarifas que se están manejando son las de la tabla 26.

TIR	
Opción: tarifa regulada	12,88%
Opción: prima+mercado	16,32%

Tabla 26. Valores del TIR para las dos tarifas

3.3.3.3. PAY BACK O PLAZO DE RECUPERACIÓN.

El payback o “plazo de recuperación” permite seleccionar un determinado proyecto en base a cuánto tiempo se tardará en recuperar la inversión inicial mediante los flujos de caja. Resulta muy útil ya que de esta forma se tiene una idea del tiempo que tendrá que pasar para recuperar el dinero que se ha invertido.

En la tabla 28 se muestra la evolución hasta el momento en que se recupera la inversión dependiendo de la tarifa de venta de electricidad elegida.

Tipo de Tarifa	Pay back (años)
Regulada	8
Prima+mercado	7

Tabla 27. Valores del TIR para las dos tarifas

A la vista del análisis, se puede concluir, que elegir la opción de venta de prima de referencia resulta más beneficioso desde el punto de vista económico que la opción de tarifa regulada, que, si bien es una opción más segura, con el tiempo resulta mucho menos rentable como se ha podido comprobar.





CAPÍTULO 4. CONCLUSIONES

Las conclusiones que se han alcanzado tras analizar los resultados obtenidos en el capítulo anterior son las siguientes.

La generación de energía eléctrica por medio de centrales termoeléctricas como la que se muestra en este proyecto ha sido probada y aplicada desde hace ya algunos años, sin embargo, el número de este tipo de centrales no es muy grande a lo largo del planeta.

Un ejemplo es España, que cuenta con una capacidad instalada de aproximadamente 2.300 megavatios en centrales termosolares, siendo junto a EE. UU los dos países con mayor generación.

En el caso de esta central, la realización de este proyecto es viable, tanto técnicamente, ya que se dispone de una localización adecuada, con los valores de radiación suficientemente altos y la tecnología necesaria es de fácil acceso; como económicamente ya que como se ve en el apartado 3.3.3., el estudio económico muestra una buena rentabilidad y periodo de retorno considerablemente corto de unos 7 años aproximadamente.

El principal punto fuerte de la instalación a considerar es, obviamente el ahorro en combustible fósil que se produce, así como las pocas emisiones de gases de invernadero como CO₂ que produce; cercanas a cero, de las que tanto se habla hoy en día. Sin duda, ampliar el número de este tipo de centrales en España contribuiría a una menor dependencia de recursos energéticos del exterior y además contribuiría a homogeneizar el mix de generación eléctrica.

Como contra partida decir que se observan ciertos aspectos no tan positivos en los resultados de este proyecto: el grado de carga a la que funciona la central no es demasiado elevado.

(17,49% en la situación de diseño y 14,28% en la situación real).

Otro dato que tener en cuenta es la alta inversión necesaria para poner en marcha este tipo de centrales, que en este caso asciende a unos 4,5€/W, siendo una inversión bastante elevada comparándola con la inversión necesaria en una central térmica convencional (0,5-1,5€/W) y la inversión en una central nuclear (4€/W). Lo que supone obtener el respaldo de grandes empresas y de entidades bancarias.

Por último, pero no menos importante, resaltar que este tipo de centrales seguirán siendo rentables siempre que se les siga dando los beneficios en las tarifas aplicables en la venta de electricidad que producen que se vienen dando hasta ahora, lo cual contribuye al conocido

déficit tarifario eléctrico y que puede dar lugar a la formación de burbujas, como ya ha pasado con las plantas de generación fotovoltaicas.

También hay que añadir que gracias al estudio realizado mediante la herramienta EES podemos realizar de forma esquemática cualquier estudio sobre una central térmica o ciclo termodinámico, ya que los resultados en la herramienta son muy similares a la situación real como hemos podido comprobar, además de que los sistemas de condensación influyen bastante los parámetros del ciclo termodinámico, siendo el sistema de condensación al agua de mar con el mejor rendimiento, ya que es un sistema con una temperatura mas estable y por ende el rendimiento térmico del ciclo no sufre demasiadas fluctuaciones teniendo un rendimiento térmico máximo del 33,91% y un rendimiento térmico mínimo de 31,94%.

Los resultados obtenidos a partir de los análisis sobre las mejoras implementadas en el ciclo Rankine nos ayuda a comprender mejor los ciclos más complejos de las centrales reales y como estas trabajan en función de la demanda de energía.



CAPÍTULO 5. BIBLIOGRAFÍA

- Concepto de VAN y TIR

<https://economia3.com/van-tir-concepto-diferencias-como-calcularlos/>

- Red Eléctrica Española,

<https://www.ree.es/en/datos/balance/electrical-energy-balance>.

- Situación de la biomasa APPA Renovables

<https://www.appa.es/appa-biomasa/situacion-biomasa/>

- Los datos de la bioenergía

<https://www.norvento.com/blog/los-datos-de-la-bioenergia/>

- Venta de la energía a futuro

<https://www.omip.pt/es>

- TFG de Samuel Pacheco González

<https://dspace.umh.es/bitstream/11000/31577/1/TFG->

[Pacheco%20Gonz%C3%A1lez%2C%20Samuel.pdf](https://dspace.umh.es/bitstream/11000/31577/1/TFG-Pacheco%20Gonz%C3%A1lez%2C%20Samuel.pdf)

- TFG de Jorge Fabregat Calixto

- TFG de Ruben Blázquez Martín

- TFG Central TermoSolar de 50MW en Murcia con colectores cilindro parabólicos de Miguel Angel Guillamón López.

<https://oa.upm.es/14008/>

Página 64

- Costes de operación y mantenimiento de una central termosolar.

<https://futuroyenergia.wordpress.com/2017/04/30/costes-de-operacion-y-mantenimiento-de-una-central-termosolar/>

- Sistema Eléctrico REE

<https://www.sistemaelectrico-ree.es/es/informe-del-sistema-electrico/demanda/evolucion-demanda#:~:text=La%20demanda%20de%20energ%C3%ADa%20el%C3%A9ctrica%20en%20Espa%C3%B1a%20durante%20el%20a%C3%B1o,principales%20pa%C3%ADses%20de%20nuestro%20entorno.>

- MIX ENERGETICO

<https://eleiaenergia.com/que-es-el-mix-energetico-y-cuanta-energia-se-genera-en-espana/>
<https://www.sistemaelectrico-ree.es/es/informe-del-sistema-electrico/generacion/generacion-de-energia-electrica/generacion-total-de-energia-electrica>
<https://www.aura-energia.com/tipos-de-centrales-electricas-en-espana/>



6. ANEXOS

6.1. CÓDIGO EES (SITUACIÓN 1).

"PUNTO 1"

P[1]=95

T[1]=376,245

m_dot[1]=56,67

"PUNTO 2"

P[2]=36

T[2]=262,8

"PUNTO 3"

P[3]=18

m_dot[3]=m_dot[1]-m_dot[2]

"PUNTO 4"

P[4]=18

T[4]=371,61

m_dot[4]=46,07

"PUNTO 5"

P[5]=9

m_dot[5]=2,29

"PUNTO 6"

P[6]=3,5

"PUNTO 7"

P[7]=1,4

"PUNTO 8"

P[8]=0,19

"PUNTO 9"

P[9]=0,054

"PUNTO 10"

x[10]=0 "Liq. Saturado"

T[10]=T[9]

P[10]=0,054

"PUNTO 11"

P[11]=12,5

"PUNTO 12"

P[12]=P[11]-1

"PUNTO 13"

P[13]=P[11]-2

"PUNTO 14"

P[14]=9

"PUNTO 15"

T[15]=172,15

P[15]=9

"PUNTO 16"

T[16]=174,13

P[16]=103,8

m_dot[16]=59,16

"PUNTO 17"

P[17]=95

"PUNTO 18"

x[18]=0 "Liq. Saturado"

P[18]=36

m_dot[18]=4,77

"PUNTO 19" "VALVULA ISOENTALPICA"

h[18]=h[19]

P[19]=18



m_dot[19]=m_dot[18]
 "PUNTO 20"
 x[20]=0 "Liq. saturado"
 P[20]=18
 "PUNTO 21" "VALVULA ISOENTALPICA"
 P[21]=9
 h[20]=h[21]
 "PUNTO 22"
 x[22]=0 "Liq. saturado"
 P[22]=3,5
 m_dot[22]=3,17
 "PUNTO 23" "VALVULA ISOENTALPICA"
 h[22]=h[23]
 P[23]=1,4
 "PUNTO 24"
 x[24]=0 "Liq. saturado"
 m_dot[24]=5,25
 P[24]=1,4
 T[24]=80,031
 "PUNTO 25" "VALVULA ISOENTALPICA"
 P[25]=0,19
 h[24]=h[25]
 "PUNTO 26"
 x[26]=0 "Liq. saturado"
 P[26]=0,19
 m_dot[26]=7,65
 "PUNTO 27" "VALVULA ISOENTALPICA"
 P[27]=0,05
 h[26]=h[27]
 m_dot[27]=m_dot[26]
 "PUNTO 28" "Similar al punto 3"
 P[28]=18
 T[28]=209,76
 "PUNTO 29"
 P[29]=9
 x[29]=0 "Liq. Saturado"
 "PUNTO 30"
 P[30]=18
 T[30]=210,095
 m_dot[30]=m_dot[4]
 "PUNTO 31"
 P[31]=95
 T[31]=239,224
 m_dot[31]=m_dot[1]
 T_Aire=15,23
 "Ecuaciones:"

"Turbina Alta Presión"

"Etapa 1"

h[1]=enthalpy(Water, T=T[1]; P=P[1])
 s[1]=entropy(Water, T=T[1]; P=P[1])

h[2]=enthalpy(Water, T=T[2]; P=P[2])
 s[2]=entropy(Water, T=T[2]; P=P[2])
 ss[2]=s[1]

$hs[2]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[2];P=P[2])$

$\text{eta_t_1}=(h[1]-h[2])/(h[1]-hs[2])$

"Voy a emplear el rendimiento de 1ª etapa de la Turbina calculado para el resto de los rendimientos de las siguiente etapas de las Turbinas de Alta presión y de Baja Presión, ya que es el rendimiento más óptimo de todas las etapas de turbina"

"Etapa 2"

$\text{eta_t_2}=\text{eta_t_1}$

$ss[3]=s[2]$

$hs[3]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[3];P=P[3])$

$\text{eta_t_2}=(h[2]-h[3])/(h[2]-hs[3])$

$s[3]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[3];P=P[3])$

$T[3]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[3];P=P[3])$

"Turbina de Baja Presión"

"Etapa 3"

$h[4]=\text{enthalpy}(\text{Water},T=T[4];P=P[4])$

$s[4]=\text{entropy}(\text{Water},T=T[4];P=P[4])$

$\text{eta_t_3}=\text{eta_t_1}$

$ss[5]=s[4]$

$hs[5]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[5];P=P[5])$

$\text{eta_t_3}=(h[4]-h[5])/(h[4]-hs[5])$

$s[5]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[5];P=P[5])$

$T[5]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[5];P=P[5])$

"Etapa 4"

$\text{eta_t_4}=\text{eta_t_1}$

$ss[6]=s[5]$

$hs[6]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[6];P=P[6])$

$\text{eta_t_4}=(h[5]-h[6])/(h[5]-hs[6])$

$s[6]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[6];P=P[6])$

$T[6]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[6];P=P[6])$

"Etapa 5"

$\text{eta_t_5}=\text{eta_t_1}$

$ss[7]=s[6]$

$hs[7]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[7];P=P[7])$

$\text{eta_t_5}=(h[6]-h[7])/(h[6]-hs[7])$

$s[7]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[7];P=P[7])$

$T[7]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[7];P=P[7])$

"Etapa 6"

$\text{eta_t_6}=\text{eta_t_1}$

ss[8]=s[7]
hs[8]=enthalpy(Water,s=ss[8];P=P[8])
eta_t_6=(h[7]-h[8])/(h[7]-hs[8])

s[8]=entropy(Water,h=h[8];P=P[8])
T[8]=temperature(Water,h=h[8];P=P[8])

"Etapa 7"

eta_t_7=eta_t_1
ss[9]=s[8]
hs[9]=enthalpy(Water,s=ss[9];P=P[9])
eta_t_7=(h[8]-h[9])/(h[8]-hs[9])

s[9]=entropy(Water,h=h[9];P=P[9])
T[9]=temperature(Water,h=h[9];P=P[9])

"Condensador" "Liq. saturado"

h[10]=enthalpy(Water,P=P[10];x=x[10])
s[10]=entropy(Water,P=P[10];x=x[10])

"Bomba Condensador"

ss[11]=s[10]
hs[11]=enthalpy(Water,P=P[11];s=ss[11])
eta_bomba_1=(hs[11]-h[10])/(h[11]-h[10])
s[11]=entropy(Water,P=P[11];h=h[11])

T[11]=temperature(Water,h=h[11];s=s[11])

"Punto 12"

s[12]=entropy(Water,h=h[12];P=P[12])
T[12]=temperature(Water,h=h[12];s=s[12])

"Punto 13"

s[13]=entropy(Water,h=h[13];P=P[13])
T[13]=temperature(Water,h=h[13];s=s[13])

"Punto 14"

s[14]=entropy(Water,h=h[14];P=P[14])
T[14]=temperature(Water,h=h[14];s=s[14])

"Punto 15"

h[15]=enthalpy(Water,T=T[15];P=P[15])
s[15]=entropy(Water,T=T[15];P=P[15])

"Punto 16" "Bomba 1"

ss[16]=s[15]
hs[16]=enthalpy(Water,s=ss[16];P=P[16])
h[16]=enthalpy(Water,T=T[16];P=P[16])
s[16]=entropy(Water,T=T[16];P=P[16])
eta_bomba_2=(hs[16]-h[15])/(h[16]-h[15])
eta_bomba_2=eta_bomba_1

"Punto 17"

$$s[17]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[17];P=P[17])$$
$$T[17]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[17];s=s[17])$$

"Punto 18" "Liq. Saturado"

$$h[18]=\text{enthalpy}(\text{Water},P=P[18];x=x[18])$$
$$s[18]=\text{entropy}(\text{Water},P=P[18];x=x[18])$$
$$T[18]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[18];x=x[18])$$

"Punto 19"

$$s[19]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[19];P=P[19])$$
$$T[19]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[19];s=s[19])$$

"Punto 20" "Liq. Saturado"

$$h[20]=\text{enthalpy}(\text{Water},P=P[20];x=x[20])$$
$$s[20]=\text{entropy}(\text{Water},P=P[20];x=x[20])$$
$$T[20]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[20];x=x[20])$$

"Punto 21"

$$s[21]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[21];P=P[21])$$
$$T[21]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[21];s=s[21])$$

"Punto 22" "Liq. Saturado"

$$h[22]=\text{enthalpy}(\text{Water},P=P[22];x=x[22])$$
$$s[22]=\text{entropy}(\text{Water},P=P[22];x=x[22])$$
$$T[22]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[22];x=x[22])$$

"Punto 23" "Valvula Isoentálpica"

$$s[23]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[23];P=P[23])$$
$$T[23]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[23];s=s[23])$$

"Punto 24" "Liq. Saturado"

$$h[24]=\text{enthalpy}(\text{Water},P=P[24];x=x[24])$$
$$s[24]=\text{entropy}(\text{Water},P=P[24];x=x[24])$$

"Punto 25" "Valvula Isoentálpica"

$$s[25]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[25];P=P[25])$$
$$T[25]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[25];s=s[25])$$

"Punto 26" "Liq. Saturado"

$$h[26]=\text{enthalpy}(\text{Water},P=P[26];x=x[26])$$
$$s[26]=\text{entropy}(\text{Water},P=P[26];x=x[26])$$
$$T[26]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[26];x=x[26])$$

"Punto 27" "Valvula Isoentálpica"

$$s[27]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[27];P=P[27])$$
$$T[27]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[27];s=s[27])$$

"Punto 28"

$$h[28]=\text{enthalpy}(\text{Water},T=T[28];P=P[28])$$
$$s[28]=\text{entropy}(\text{Water},T=T[28];P=P[28])$$

"PUNTO 29"

$h[29]=\text{enthalpy}(\text{Water}, P=P[29]; x=x[29])$
 $s[29]=\text{entropy}(\text{Water}, P=P[29]; x=x[29])$
 $T[29]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[29]; x=x[29])$

"PUNTO 30"

$h[30]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[30]; P=P[30])$
 $s[30]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[30]; P=P[30])$

"PUNTO 31"

$h[31]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[31]; P=P[31])$
 $s[31]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[31]; P=P[31])$

"Salida Turbinas Baja Presión"

$m_dot[9]=m_dot[4]-m_dot[5]-m_dot[6]-m_dot[7]-m_dot[8]$

$m_dot[10]=m_dot[9]$

$m_dot[11]=m_dot[10]$

"Calentador Cerrado 1"

$m_dot[2]=m_dot[18]$

$m_dot[31]=m_dot[17]$

$m_dot[31]*h[31]+m_dot[18]*h[18]=m_dot[17]*h[17]+m_dot[2]*h[2]$

"Calentador Cerrado 2"

$m_dot[28]+m_dot[19]=m_dot[20]$

$h[17]*m_dot[17]+m_dot[20]*h[20]=h[19]*m_dot[19]+h[16]*m_dot[16]+h[28]*m_dot[28]$

"Calentador Abierto"

$m_dot[15]=m_dot[16]$

$m_dot[21]=m_dot[20]$

$h[14]*m_dot[14]+h[5]*m_dot[5]+h[21]*m_dot[21]+h[29]*m_dot[29]=h[15]*m_dot[15]$

"Calentador Cerrado 3"

$m_dot[22]=m_dot[6]$

$m_dot[13]=m_dot[14]$

$m_dot[13]*h[13]+m_dot[6]*h[6]=m_dot[22]*h[22]+m_dot[14]*h[14]$

"Calentador Cerrado 4"

$m_dot[13]=m_dot[12]$

$m_dot[24]=m_dot[7]+m_dot[23]$

$$m_{\text{dot}}[23]=m_{\text{dot}}[22]$$

$$m_{\text{dot}}[7]*h[7]+m_{\text{dot}}[23]*h[23]+m_{\text{dot}}[12]*h[12]=m_{\text{dot}}[13]*h[13]+m_{\text{dot}}[24]*h[24]$$

"Calentador Cerrado 5"

$$m_{\text{dot}}[12]=m_{\text{dot}}[11]$$

$$m_{\text{dot}}[25]=m_{\text{dot}}[24]$$

$$m_{\text{dot}}[26]=m_{\text{dot}}[8]+m_{\text{dot}}[25]$$

$$m_{\text{dot}}[25]*h[25]+m_{\text{dot}}[8]*h[8]+m_{\text{dot}}[11]*h[11]=m_{\text{dot}}[12]*h[12]+m_{\text{dot}}[26]*h[26]$$

"CAMPO SOLAR"

"Punto C2"

$$T_{\text{C}}[2]=395$$

$$m_{\text{dot}}_{\text{C}}[2]=m_{\text{dot}}_{\text{C}}[1]$$

"Punto C1"

$$T_{\text{C}}[1]=295$$

$$m_{\text{dot}}_{\text{C}}[1]=m_{\text{dot}}_{\text{C}}[3]+m_{\text{dot}}_{\text{C}}[4]$$

"Punto C3"

$$m_{\text{dot}}_{\text{C}}[3]=506,48$$

"Punto C4"

$$m_{\text{dot}}_{\text{C}}[4]=79,242$$

$$Cp_{\text{FS}}=2,5 \text{ "Capacidad calorifica especifica del fluido caliente"}$$

$$G_{\text{sol}}=0,8 \text{ "Irradiancia Solar"}$$

$$S=339506 \text{ "Superficie Central"}$$

"A) Trabajo Neto"

$$W_{\text{T}}=W_{\text{T}_1}+W_{\text{T}_2}+W_{\text{T}_3}+W_{\text{T}_4}+W_{\text{T}_5}+W_{\text{T}_6}+W_{\text{T}_7}$$

$$W_{\text{B}}=W_{\text{B}_1}+W_{\text{B}_2}$$

$$W_{\text{T}_1}=m_{\text{dot}}[1]*(h[1]-h[2])$$

$$W_{\text{T}_2}=(m_{\text{dot}}[1]-m_{\text{dot}}[2])*(h[2]-h[3])$$

$$W_{\text{T}_3}=m_{\text{dot}}[4]*(h[4]-h[5])$$

$$W_{\text{T}_4}=(m_{\text{dot}}[4]-m_{\text{dot}}[5])*(h[5]-h[6])$$

$$W_{\text{T}_5}=(m_{\text{dot}}[4]-m_{\text{dot}}[5]-m_{\text{dot}}[6])*(h[6]-h[7])$$

$$W_{T_6}=(m_{\text{dot}}[4]-m_{\text{dot}}[5]-m_{\text{dot}}[6]-m_{\text{dot}}[7])*(h[7]-h[8])$$

$$W_{T_7}=(m_{\text{dot}}[4]-m_{\text{dot}}[5]-m_{\text{dot}}[6]-m_{\text{dot}}[7]-m_{\text{dot}}[8])*(h[8]-h[9])$$

$$W_{B_1}=m_{\text{dot}}[10]*(h[11]-h[10])$$

$$W_{B_2}=m_{\text{dot}}[15]*(h[16]-h[15])$$

$$W_{\text{neto}}=W_T-W_B$$

"B) Calor de Entrada"

$$Q_e=m_{\text{dot}}[1]*(h[1]-h[31])+m_{\text{dot}}[4]*(h[4]-h[30])$$

"C) Rendimiento Ciclo"

$$\eta_{\text{ciclo}}=(W_{\text{neto}}/Q_e)$$

"D) Rendimiento Optico"

$$Q_{\text{HTF}}=m_{\text{dot}}[1]*C_{p_FS}*(T_{C[2]}-T_{C[1]})$$

$$Q_{\text{sol}}=G_{\text{sol}}*S$$

$$\eta_{\text{op}}=Q_{\text{HTF}}/Q_{\text{sol}}$$

"E) Rendimiento Central"

$$\eta_{\text{central}}=W_{\text{neto}}/Q_{\text{sol}}$$

"F) Eficiencia Condensador"

"Para hallar la eficiencia del condensador tenemos en cuenta que el fluido caliente, se esta evaporando con lo cual es un cambio de estado y los fluidos en los cambios de estado su $AT=0$ y su $C = \text{infinito}$; tal y como se indica en el tema 1 de la asignatura de Maquinas y Centrales Térmicas. Por tanto para sacar el $Q_{\text{max}}=C_{\text{min}}*AT_{\text{MAX}}$, necesitamos saber C_{min} , que es igual a C_{FF} , ya que $C_{\text{FC}}= \text{infinito}$ "

$$T_{R_3}=30,88$$

$$T_{R_2}=19,11$$

"Diferencia de temperatura del Fluido Frío"

$$AT_{\text{FF}}=T_{R_3}-T_{R_2}$$

"Diferencia de Temperatura Máxima que puede obtener el intercambiador de calor"

$$AT_{\text{max}}=T[9]-T_{R_2}$$

"Calor de Salida"

$$Q_s=Q_e-W_{\text{neto}}$$

$$Q_s=Q_{\text{real}}$$

$$Q_{\text{real}}=C_{\text{FF}}*AT_{\text{FF}}$$

$$Q_{\text{max}}=C_{\text{FF}}*AT_{\text{max}}$$

"Eficiencia"

$$e=Q_{\text{real}}/Q_{\text{max}}$$

6.2. CÓDIGO EES (SITUACIÓN 2).

"Punto 1 medido"

P[1]=95
T[1]=376,25
m_dot_1=56,67

h[1]=enthalpy(Water,T=T[1];P=P[1])
s[1]=entropy(Water,T=T[1];P=P[1])

"Punto 2"

P[2]=36
T[2]=262,8
m_dot_2=4,77

h[2]=enthalpy(Water,T=T[2];P=P[2])
s[2]=entropy(Water,T=T[2];P=P[2])

ss[2]=s[1]
hs[2]=enthalpy(Water,s=ss[2];P=P[2])
eta_s_turb1=(h[1]-h[2])/(h[1]-hs[2])

"Punto 3"

P[3]=18
T[3]=209,76

$$m_{\text{dot}_3}=m_{\text{dot}_1}-m_{\text{dot}_2}$$

h[3]=enthalpy(Water,T=T[3];P=P[3])
s[3]=entropy(Water,T=T[3];P=P[3])

ss[3]=s[2]
hs[3]=enthalpy(Water,s=ss[3];P=P[3])
eta_s_turb2=(h[2]-h[3])/(h[2]-hs[3])

"este resultado es muy bajo y deberíamos analizarlo más en detalle"

"Punto 4"

P[4]=18
T[4]=371,61
m_dot_4=46,07

h[4]=enthalpy(Water,T=T[4];P=P[4])
s[4]=entropy(Water,T=T[4];P=P[4])

"Punto 5"

P[5]=9
T[5]=294
m_dot_5=2,29



$h[5]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[5]; P=P[5])$
 $s[5]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[5]; P=P[5])$

$ss[5]=s[4]$
 $hs[5]=\text{enthalpy}(\text{Water}, s=ss[5]; P=P[5])$
 $\text{eta_s_turb3}=(h[4]-h[5])/(h[4]-hs[5])$

"Punto 6"

$P[6]=3,5$
 $T[6]=228$
 $m_dot_6=3,17$

$h[6]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[6]; P=P[6])$
 $s[6]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[6]; P=P[6])$

$ss[6]=s[5]$
 $hs[6]=\text{enthalpy}(\text{Water}, s=ss[6]; P=P[6])$
 $\text{eta_s_turb4}=(h[5]-h[6])/(h[5]-hs[6])$

"Punto 7"

$P[7]=1,4$
 $T[7]=171,6$ "modificado respecto a los datos del pdf"
 $m_dot_7=2,1$

$h[7]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[7]; P=P[7])$
 $s[7]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[7]; P=P[7])$

$ss[7]=s[6]$
 $hs[7]=\text{enthalpy}(\text{Water}, s=ss[7]; P=P[7])$
 $\text{eta_s_turb5}=(h[6]-h[7])/(h[6]-hs[7])$

"Punto 8"

$P[8]=0,19$
 $T[8]=73,4$
 $m_dot_8=2,4$

$h[8]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[8]; P=P[8])$
 $s[8]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[8]; P=P[8])$

$ss[8]=s[7]$
 $hs[8]=\text{enthalpy}(\text{Water}, s=ss[8]; P=P[8])$
 $\text{eta_s_turb6}=(h[7]-h[8])/(h[7]-hs[8])$

"Punto 9"

$P[9]=0,054$

$\text{eta_s_turb7}=\text{eta_s_turb6}$
 $ss[9]=s[8]$
 $hs[9]=\text{enthalpy}(\text{Water}, s=ss[9]; P=P[9])$
 $\text{eta_s_turb7}=(h[8]-h[9])/(h[8]-hs[9])$
 $T[9]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[9]; h=h[9])$
 $s[9]=\text{entropy}(\text{Water}, h=h[9]; P=P[9])$
 $x[9]=\text{quality}(\text{Water}, h=h[9]; P=P[9])$
 $m_dot_9=m_dot_4-m_dot_5-m_dot_6-m_dot_7-m_dot_8$

"Punto 10"

$x[10]=0$
 $P[10]=P[9]$
 $m_{\text{dot}}_{10}=m_{\text{dot}}_{9}+m_{\text{dot}}_{27}$
 $h[10]=\text{enthalpy}(\text{Water},x=x[10];P=P[10])$
 $s[10]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[10];P=P[10])$
 $T[10]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[10];h=h[10])$

"Punto 11"

$P[11]=12,5$
 $\text{eta}_{\text{bomba}_1}=0,72$
"Asumimos este dato a partir del cálculo hecho con la bomba 2 (ver comentario de la excel)"

$m_{\text{dot}}_{11}=m_{\text{dot}}_{10}$

$ss[11]=s[10]$
 $hs[11]=\text{enthalpy}(\text{Water},s=ss[11];P=P[11])$
 $\text{eta}_{\text{bomba}_1}=(hs[11]-h[10])/(h[11]-h[10])$
 $s[11]=\text{entropy}(\text{Water},h=h[11];P=P[11])$
 $T[11]=\text{temperature}(\text{Water},h=h[11];P=P[11])$

"Punto 12"

$P[12]=P[11]-1$
 $m_{\text{dot}}_{12}=m_{\text{dot}}_{11}$
 $m_{\text{dot}}_{11}h[11]+m_{\text{dot}}_{8}h[8]+m_{\text{dot}}_{25}h[25]-m_{\text{dot}}_{26}h[26]=m_{\text{dot}}_{12}h[12]$
 $T[12]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[12];h=h[12])$

"Punto 22"

$P[22]=P[6]$
 $T[22]=109,26$
 $m_{\text{dot}}_{22}=m_{\text{dot}}_{6}$
 $h[22]=\text{enthalpy}(\text{Water},T=T[22];P=P[22])$

"Punto 23"

$P[23]=P[24]$
 $m_{\text{dot}}_{23}=m_{\text{dot}}_{22}$
 $h[23]=h[22]$

"Punto 13"

$P[13]=P[12]-1$
 $m_{\text{dot}}_{13}=m_{\text{dot}}_{12}$
 $m_{\text{dot}}_{12}h[12]+m_{\text{dot}}_{7}h[7]+m_{\text{dot}}_{23}h[23]-m_{\text{dot}}_{24}h[24]=m_{\text{dot}}_{13}h[13]$
 $T[13]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[13];h=h[13])$

"Punto 14"

$P[14]=10,4$
 $m_{\text{dot}}_{14}=m_{\text{dot}}_{13}$
 $m_{\text{dot}}_{13}h[13]+m_{\text{dot}}_{6}h[6]-m_{\text{dot}}_{22}h[22]=m_{\text{dot}}_{14}h[14]$
 $T[14]=\text{temperature}(\text{Water},P=P[14];h=h[14])$

"Punto 15"

$T[15]=172,15$
 $P[15]=8,4$
"m_dot_15=59,16"

$m_{\dot{15}}=m_{\dot{1}}$
 $h[15]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[15]; P=P[15])$
 $s[15]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[15]; P=P[15])$

"Punto 16"

$T[16]=174,13$
 $P[16]=95$
 $h[16]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[16]; P=P[16])$
 $s[16]=\text{entropy}(\text{Water}, T=T[16]; P=P[16])$
 $ss[16]=s[15]$
 $hs[16]=\text{enthalpy}(\text{Water}, s=ss[16]; P=P[16])$
 $\eta_{\text{bomba}_2}=(hs[16]-h[15])/(h[16]-h[15])$
 $m_{\dot{16}}=m_{\dot{15}}$

"Balance de masas para sacar el flujo másico de 28 y 29"

$m_{\dot{30}}=m_{\dot{4}}$
 $m_{\dot{30}}=m_{\dot{3}}-m_{\dot{28}}-m_{\dot{29}}$
 $m_{\dot{15}}=m_{\dot{5}}+m_{\dot{14}}+m_{\dot{29}}+m_{\dot{21}}$

"Punto 17"

$P[17]=P[31]$
 $m_{\dot{17}}=m_{\dot{16}}$
 $m_{\dot{17}}*h[17]+m_{\dot{2}}*h[2]=m_{\dot{18}}*h[18]+m_{\dot{31}}*h[31]$

"Balance de energía en el último calentador para calcular h[17]"

$T[17]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[17]; h=h[17])$

"Punto 18"

$T[18]=207,92$
 $P[18]=P[2]$
 $m_{\dot{18}}=m_{\dot{2}}$
 $h[18]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[18]; P=P[18])$

"Punto 19"

$P[19]=P[28]$
 $m_{\dot{19}}=m_{\dot{18}}$
 $h[19]=h[18]$

"Punto 20"

$T[20]=180,35$
 $P[20]=P[28]$
 $m_{\dot{20}}=m_{\dot{19}}+m_{\dot{28}}$
 $h[20]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[20]; P=P[20])$

"Punto 21"

$P[21]=P[5]$
 $m_{\dot{21}}=m_{\dot{20}}$
 $h[21]=h[20]$

"Punto 24"

$P[24]=1,4$
 $T[24]=80$
 $m_{\dot{24}}=m_{\dot{23}}+m_{\dot{7}}$
 $h[24]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[24]; P=P[24])$

"Punto 25"

$m_{\dot{25}}=m_{\dot{24}}$
 $h[25]=h[24]$

"Punto 26"

$$P[26]=0,19$$

$$T[26]=52,29$$

$$m_{\text{dot}}_{26}=m_{\text{dot}}_{25}+m_{\text{dot}}_{8}$$

$$h[26]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[26]; P=P[26])$$

"Punto 27"

$$P[27]=P[9]$$

$$m_{\text{dot}}_{27}=m_{\text{dot}}_{26}$$

$$h[27]=h[26]$$

"Punto 28"

$$P[28]=P[3]-1$$

$$h[28]=h[3]$$

$$T[28]=\text{temperature}(\text{Water}, P=P[28]; h=h[28])$$

"Punto 29"

$$P[29]=P[5]$$

$$m_{\text{dot}}_{15}h[15]=m_{\text{dot}}_{14}h[14]+m_{\text{dot}}_{5}h[5]+m_{\text{dot}}_{21}h[21]+m_{\text{dot}}_{29}h[29]$$

"Punto 30"

$$T[30]=210,1$$

$$P[30]=P[4]$$

$$h[30]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[30]; P=P[30])$$

"Punto 31"

$$T[31]=239,24$$

$$P[31]=100$$

$$m_{\text{dot}}_{31}=m_{\text{dot}}_{1}$$

$$h[31]=\text{enthalpy}(\text{Water}, T=T[31]; P=P[31])$$

"Flujos de Energía:"

$$W_{\text{dot}}_{T_AP}=m_{\text{dot}}_{1}(h[1]-h[2])+(m_{\text{dot}}_{1}-m_{\text{dot}}_{2})(h[2]-h[3])$$

$$W_{\text{dot}}_{T_BP}=m_{\text{dot}}_{4}(h[4]-h[5])+(m_{\text{dot}}_{4}-m_{\text{dot}}_{5})(h[5]-h[6])+(m_{\text{dot}}_{4}-m_{\text{dot}}_{5}-m_{\text{dot}}_{6})(h[6]-h[7])+(m_{\text{dot}}_{4}-m_{\text{dot}}_{5}-m_{\text{dot}}_{6}-m_{\text{dot}}_{7})(h[7]-h[8])+(m_{\text{dot}}_{4}-m_{\text{dot}}_{5}-m_{\text{dot}}_{6}-m_{\text{dot}}_{7}-m_{\text{dot}}_{8})(h[8]-h[9])$$

$$W_{\text{dot}}_{T}=W_{\text{dot}}_{T_AP}+W_{\text{dot}}_{T_BP}$$

$$W_{\text{dot}}_{B_BP}=m_{\text{dot}}_{10}(h[11]-h[10])$$

$$W_{\text{dot}}_{B_AP}=m_{\text{dot}}_{15}(h[16]-h[15])$$

$$W_{\text{dot}}_{B}=W_{\text{dot}}_{B_BP}+W_{\text{dot}}_{B_AP}$$

"A) Trabajo Neto"

$$W_{\text{dot}}_{\text{Neto}}=W_{\text{dot}}_{T}-W_{\text{dot}}_{B}$$

"B) Calor de Entrada"

$$Q_{\text{dot}}_{E}=m_{\text{dot}}_{1}(h[1]-h[31])+m_{\text{dot}}_{4}(h[4]-h[30])$$

"C) Rendimiento Ciclo"

$$\eta_{\text{ciclo}}=(W_{\text{dot}}_{\text{Neto}}/Q_{\text{dot}}_{E})$$

"D) Rendimiento óptico"

"CAMPO SOLAR"

"Punto C2"

$$T_{C[2]}=395$$

$$m_{\dot{C}[2]}=M_{\dot{C}[1]}$$

"Punto C1"

$$T_{C[1]}=295$$

$$m_{\dot{C}[1]}=m_{\dot{C}[3]}+m_{\dot{C}[4]}$$

"Punto C3"

$$m_{\dot{C}[3]}=506,48$$

"Punto C4"

$$m_{\dot{C}[4]}=79,242$$

$C_{p_FS}=2,5$ "Capacidad calorífica específica del fluido caliente"

$G_{sol}=0,8$ "Irradiancia Solar"

$S=339506$ "Superficie Central"

$$Q_{HTF}=m_{\dot{C}[1]}*C_{p_FS}*(T_{C[2]}-T_{C[1]})$$

$$Q_{\dot{sol}}=G_{sol}*S$$

$$\eta_{op}=Q_{HTF}/Q_{\dot{sol}}$$

"E) Rendimiento Central"

$$\eta_{central}=W_{\dot{Neto}}/Q_{\dot{sol}}$$

"F) Eficiencia Condensador"

"Para hallar la eficiencia del condensador tenemos en cuenta que el fluido caliente, se está evaporando con lo cual es un cambio de estado y los fluidos en los cambios de estado su $AT=0$ y su $C = \text{infinito}$; tal y como se indica en el tema 1 de la asignatura de Maquinas y Centrales Térmicas. Por tanto para sacar el $Q_{max}= C_{\min}*AT_{MAX}$, necesitamos saber C_{min} , que es igual a C_{FF} , ya que $C_{FC}= \text{infinito}$ "

$$T_{R_3}=30,88$$

$$T_{R_2}=19,11$$

"Diferencia de temperatura del Fluido Frío"

$$AT_{FF}=T_{R_3}-T_{R_2}$$

"Diferencia de Temperatura Máxima que puede obtener el intercambiador de calor"

$$AT_{max}=T[9]-T_{R_2}$$

"Calor de Salida"

$$Q_{\text{dot}_S} = Q_{\text{dot}_E} - W_{\text{dot}_\text{Neto}}$$

$$Q_{\text{dot}_S} = Q_{\text{real}}$$

$$Q_{\text{real}} = C_{FF} \cdot AT_{FF}$$

$$Q_{\text{max}} = C_{FF} \cdot AT_{\text{max}}$$

"Eficiencia"

$$e = Q_{\text{real}} / Q_{\text{max}}$$

