



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES
UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

TRABAJO FIN DE MÁSTER

DISEÑO DE UNA CENTRAL GEOTÉRMICA DE 60 MW
USANDO EL SOFTWARE C.O.C.O.

Autor: Carlos Villarino Herrero

Tutora: Miriam Reyes Serrano

Valladolid, Junio, 2020



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Máster en Ingeniería Industrial

**MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES
UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**DISEÑO DE UNA CENTRAL GEOTÉRMICA DE 60 MW
USANDO EL SOFTWARE C.O.C.O.**

Autor: Carlos Villarino Herrero

Tutora: Miriam Reyes Serrano

Valladolid, Junio, 2020



RESUMEN

En este trabajo de fin de máster se aborda el diseño de una central geotérmica de 60 MW empleando el paquete COFE del software de simulación COCO. Para ello se establecen unas condiciones de entrada, a partir de las cuales se diseñan cuatro sistemas de generación: flash simple, flash doble, combinado flash simple-doble e híbrido flash-binario. A través del análisis energético y exergetico se establece que el mejor sistema de generación es el híbrido flash-binario, del que se exponen los resultados termodinámicos pertinentes con el fin de conocer su funcionamiento y de comprender el aprovechamiento por parte de la planta de la energía suministrada al sistema. A continuación, se realiza un estudio paramétrico de diferentes variables para así optimizar el diseño del proyecto, finalizando con la exposición de diferentes modelos comerciales de los equipos principales y de un estudio económico que concluye que la planta diseñada resultaría viable económicamente mediante la aplicación de las ayudas estatales correspondientes.

ABSTRACT

This master thesis deals with a geothermal power plant design operating at 60 MW with the CAPE-OPEN to CAPE-OPEN software COCO simulator. In order to achieve this goal four power plants were designed: single-flash, double-flash, combined single- and double-flash, and hybrid flash-binary. An energetic and exergetic analysis was made as a means to establish the most suitable power plant for geofluid entry conditions, resulting in the election of the hybrid flash-binary power plant. This power plant was further analyzed to become familiar with its performance and to comprehend the level of geofluid entry energy exploitation. A parametric study was conducted to optimize the selected design, followed by the description of different commercial models for the most important equipment. The paper concludes with an economic study which indicates that the project is economically viable with the application of the appropriate state aid.



ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN.....	2
1.1 JUSTIFICACIÓN.....	2
1.2 OBJETIVOS.....	2
1.3 PLANTEAMIENTO DEL TRABAJO	4
2. ESTADO DEL ARTE	8
2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA.....	8
2.2 SISTEMAS GEOTÉRMICOS Y TECTÓNICA DE PLACAS	8
2.3 YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS.....	9
2.3.1 YACIMIENTOS HIDROTÉRMICOS.....	9
2.3.2 OTROS TIPOS DE YACIMIENTOS	13
2.4 POZOS GEOTÉRMICOS	15
2.4.1 PROCESO DE PERFORACIÓN	15
2.4.2 TESTEO DEL POZO	16
2.5 IMPACTO MEDIOAMBIENTAL.....	17
2.6 VENTAJAS DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA	18
2.6.1 VENTAJAS MEDIOAMBIENTALES	18
2.6.2 VENTAJAS SOCIOECONÓMICAS.....	18
2.7 POTENCIAL GEOTÉRMICO EN ESPAÑA.....	18
2.7.1 GEOTERMIA DE BAJA ENTALPÍA	19
2.7.2 GEOTERMIA DE MEDIA/ALTA ENTALPÍA.....	19
2.7.3 GEOTERMIA DE ALTA ENTALPÍA.....	20
3. SISTEMAS DE GENERACIÓN.....	22
3.1 FLASH DE UNA ETAPA O SIMPLE.....	22
3.2 FLASH DE DOS ETAPAS O DOBLE	24
3.3 CENTRALES DE VAPOR SECO.....	26
3.4 PLANTAS DE CICLO BINARIO	28
3.4.1 CICLO BINARIO ORC BÁSICO	28
3.4.2 CICLO BINARIO ORC RECUPERATIVO	30
3.4.3 CICLO BINARIO DE PRESIÓN DUAL	31
3.4.4 CICLO BINARIO DE DOS FLUIDOS	33
3.4.5 CICLO KALINA.....	34
3.4.6 FLUIDOS DE TRABAJO EMPLEADOS.....	35
3.5 SISTEMAS HÍBRIDOS	36
3.5.1 SISTEMAS COMBINADOS FLASH SIMPLE-DOBLE	36
3.5.2 SISTEMAS FLASH-BINARIOS.....	36



3.5.3	SISTEMAS HÍBRIDOS SOLARES Y GEOTÉRMICOS	37
3.6	GEOTERMIA PARA USOS TÉRMICOS	40
4.	SOFTWARE C.O.C.O. Y METODOLOGÍA.....	44
4.1	COCO SIMULATOR	44
4.1.1	DEFINICIÓN Y COMPONENTES.....	44
4.1.2	VENTAJAS Y DESVENTAJAS	44
4.2	METODOLOGÍA.....	45
4.2.1	PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA PARA SISTEMAS ABIERTOS EN ESTADO ESTACIONARIO	45
4.2.2	SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA PARA SISTEMAS ABIERTOS EN ESTADO ESTACIONARIO	45
4.2.3	CONCEPTO DE EXERGÍA	47
4.2.4	FLUJOS DE EXERGÍA.....	48
4.2.5	RENDIMIENTOS TÉRMICO, EXERGÉTICO Y ELÉCTRICO.....	48
4.2.6	ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA ESCOGIDO.....	49
5.	ELECCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN	56
5.1	CONSIDERACIONES PREVIAS.....	56
5.2	SISTEMA FLASH SIMPLE.....	57
5.2.1	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO	57
5.2.2	DIAGRAMA EN COCO.....	61
5.2.3	PROPIEDADES Y PARÁMETROS.....	62
5.2.4	BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA GLOBALES	62
5.3	SISTEMA FLASH DOBLE.....	63
5.3.1	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO	63
5.3.2	DIAGRAMA EN COCO.....	65
5.3.3	PROPIEDADES Y PARÁMETROS.....	65
5.3.4	BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA GLOBALES.....	66
5.4	SISTEMA COMBINADO FLASH SIMPLE-DOBLE.....	67
5.4.1	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO	67
5.4.2	DIAGRAMA EN COCO.....	71
5.4.3	PROPIEDADES Y PARÁMETROS.....	71
5.4.4	BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA GLOBALES	72
5.5	SISTEMA HÍBRIDO FLASH-BINARIO	73
5.5.1	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO	73
5.5.2	DIAGRAMA EN COCO.....	76
5.5.3	PROPIEDADES Y PARÁMETROS.....	76
5.5.4	BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA GLOBALES.....	77
5.6	MÉTODO DE SELECCIÓN Y SISTEMA ESCOGIDO.....	77



6.	RESULTADOS.....	80
6.1	RESULTADOS TERMODINÁMICOS.....	80
6.1.1	BALANCE, RENDIMIENTO Y PÉRDIDA EXERGÉTICOS.....	80
6.1.2	BALANCE ENERGÉTICO Y RENDIMIENTO TÉRMICO.....	84
6.1.3	DIAGRAMAS DEL CICLO TERMODINÁMICO.....	85
6.2	ESTUDIO PARAMÉTRICO.....	87
6.2.1	FLUJO MÁSIICO DE ISO-PENTANO.....	87
6.2.2	PRESIÓN DE SALIDA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN.....	88
6.3	EJEMPLOS DE MODELOS COMERCIALES.....	89
6.3.1	SEPARADOR FLASH.....	89
6.3.2	TURBINAS.....	90
6.3.3	GENERADOR.....	92
6.3.4	CONDENSADOR REFRIGERADO POR AIRE.....	92
6.3.5	INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS.....	93
7.	ESTUDIO ECONÓMICO.....	96
7.1	LEVELIZED COST OF ELECTRICITY (LCOE).....	96
7.2	COSTE DE INVERSIÓN.....	97
7.2.1	EXPLORACIÓN.....	97
7.2.2	CONFIRMACIÓN.....	98
7.2.3	DESARROLLO DEL EMPLAZAMIENTO.....	98
7.2.4	INVERSIÓN TOTAL.....	99
7.3	COSTE DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	99
7.4	VIABILIDAD ECONÓMICA.....	100
7.4.1	PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN (PRI).....	100
7.4.2	VALOR ACTUALIZADO NETO (VAN).....	100
7.4.3	TASA INTERNA DE RETORNO (TIR).....	101
7.4.1	PRECIO DE MERCADO DE LA ELECTRICIDAD.....	101
7.4.2	AYUDAS A LA EXPLOTACIÓN DE ENERGÍAS RENOVABLES.....	102
7.4.3	RESULTADO Y DISCUSIÓN.....	103
8.	CONCLUSIONES.....	106
8.1	CONCLUSIONES GENERALES.....	106
8.2	CONCLUSIONES ESPECÍFICAS.....	107
8.2.1	ELECCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN.....	107
8.2.2	RESULTADOS TERMODINÁMICOS.....	107
8.2.3	ESTUDIO PARAMÉTRICO.....	108
8.3	DESARROLLO DE TRABAJOS FUTUROS.....	108
9.	ANEXOS.....	110



9.1	PLANOS.....	110
10.	BIBLIOGRAFÍA.....	116



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Contribución de las energías renovables a la generación de electricidad por países 2017 [4].	3
Figura 2. Peso de cada energía renovable en la generación de energía eléctrica. Elaboración propia a partir de [6].	4
Figura 3. Regiones de flujo calorífico elevado y actividad geotérmica. Adaptado de [2].	8
Figura 4. Modelo esquemático de un yacimiento hidrotérmico [4].	9
Figura 5. Esquema conceptual de un EGS en una roca cristalina de baja permeabilidad. Adaptado de [7].	13
Figura 6. Esquema de la perforación llevada a cabo en la central de Krafla durante el IDDP-1. Adaptado de [11].	14
Figura 7. Proceso estándar de cementación del pozo. Adaptado de [3].	16
Figura 8. Distribución y nivel de temperaturas de las áreas geotérmicas del territorio español [15].	19
Figura 9. Esquema de un ciclo de flash simple. Adaptado de [3].	22
Figura 10. Diagrama T-h de un ciclo ideal de flash simple [3].	23
Figura 11. Diagrama T-s de un ciclo ideal de flash simple [3].	23
Figura 12. Esquema de un ciclo de flash doble. Adaptado de [3].	24
Figura 13. Diagrama T-s de un ciclo ideal de flash doble [3].	25
Figura 14. Diagrama T-h de un ciclo ideal de flash doble [3].	26
Figura 15. Esquema de un ciclo de vapor seco. Adaptado de [6].	27
Figura 16. Diagrama T-s de una planta de vapor seco en la que la corriente entrante a la turbina es vapor saturado [2].	27
Figura 17. Diagrama Longitud (L)-Temperatura (T) del intercambiador de calor principal. Adaptado de [6].	28
Figura 18. Ciclo binario ORC básico simplificado. Adaptado de [6].	29
Figura 19. Diagrama Presión-Entalpía de un ciclo ORC básico [2].	30
Figura 20. Esquema de un ciclo binario ORC recuperativo. Adaptado de [3].	30
Figura 21. Diagrama T-s del ciclo ORC ideal del isopentano [3].	31
Figura 22. Esquema simplificado de una planta de ciclo binario ORC de presión dual [1].	32
Figura 23. Diagrama P-h de un ciclo binario ORC de presión dual [1].	32
Figura 24. Esquema de un ciclo binario de dos fluidos con recuperador de calor [1].	33
Figura 25. Diagrama T-s de un ciclo binario de dos fluidos [1].	34



Figura 26. Esquema de un ciclo Kalina saturado [3].	35
Figura 27. Esquema de un sistema combinado flash simple-doble [8].	36
Figura 28. Esquema de un sistema combinado flash-binario [8].	37
Figura 29. Esquema de un sistema híbrido solar-geotérmico de [8].	38
Figura 30. Diagrama esquemático de una planta híbrida solar-geotérmica [10].	39
Figura 31. Esquema del funcionamiento del district heating geotérmico [6].	40
Figura 32. Aplicación en cascada de los recursos geotérmicos en el "Blue Lagoon, Svartsengi Resource Park" en Islandia [2].	41
Figura 33. Ejemplo de la cantidad de calor expulsada a un foco frío en un motor térmico.	46
Figura 34. Interacciones generalizadas sistema-entorno.	47
Figura 35. Sistema de separación flash.	50
Figura 36. Turbinas del sistema híbrido flash binario.	50
Figura 37. Condensadores del sistema híbrido flash-binario.	51
Figura 38. Bombas del sistema híbrido flash-binario.	52
Figura 39. Evaporador.	53
Figura 40. Mezclador de corrientes.	53
Figura 41. Diagrama esquemático del sistema flash simple.	57
Figura 42. Parámetros de diseño de la válvula en COCO.	58
Figura 43. Parámetros de diseño del flash en COCO.	58
Figura 44. Parámetros de diseño de la turbina en COCO.	59
Figura 45. Parámetros de diseño del condensador en COCO.	59
Figura 46. Parámetros de diseño de la bomba en COCO.	60
Figura 47. Parámetros de diseño del sumador de información para potencia de pérdidas en COCO.	60
Figura 48. Parámetros de diseño del sumador de información para la potencia neta en COCO.	61
Figura 49. Diagrama de flujo del sistema flash simple en COCO.	61
Figura 50. Diagrama esquemático del sistema flash doble.	63
Figura 51. Parámetros de diseño de la válvula 2 en COCO.	64
Figura 52. Parámetros de diseño de la bomba del condensador en COCO.	64
Figura 53. Parámetros de diseño del sumador de información para la potencia neta en COCO.	65
Figura 54. Diagrama de flujo del sistema flash doble en COCO.	65



Figura 55. Diagrama esquemático del sistema combinado flash simple-doble.....	67
Figura 56. Parámetros de diseño del divisor de corrientes en COCO.	68
Figura 57. Parámetros de diseño de la válvula 3 en COCO.	69
Figura 58. Parámetros de diseño de la válvula 4 en COCO.	69
Figura 59. Parámetros de diseño de la bomba del condensador en COCO.	70
Figura 60. Parámetros de diseño del sumador de información para el cálculo de las potencias de las turbinas 3 y 4 en COCO.	70
Figura 61. Parámetros de diseño del sumador de información para el cálculo de la potencia neta en COCO.	71
Figura 62. Diagrama de flujo del sistema combinado flash simple-doble en COCO. ...	71
Figura 63. Diagrama esquemático del sistema híbrido flash-binario.	73
Figura 64. Parámetros de diseño del evaporador en COCO.....	74
Figura 65. Creación del paquete de propiedades del isopentano.....	75
Figura 66. Compuestos presentes en la simulación en COCO.....	75
Figura 67. Diagrama del sistema híbrido flash-binario.	76
Figura 68. Rendimiento exergético relativo a equipos.	81
Figura 69. Distribución de la irreversibilidad relativa.....	82
Figura 70. Porcentaje de destrucción exergética por componentes agrupados.	83
Figura 71. Diagrama de Sankey del sistema completo.....	84
Figura 72. Diagrama T-h del agua.....	85
Figura 73. Diagrama T-s del agua.	85
Figura 74. Diagrama P-h del isopentano.	86
Figura 75. Diagrama T-s del iso-pentano.	86
Figura 76. Variación del rendimiento exergético con el flujo másico de iso-pentano. ..	87
Figura 77. Evolución del rendimiento eléctrico frente a la presión de salida de la válvula de expansión.	88
Figura 78. Esquema de un separador de ciclón vertical y separadores verticales de la central de Miravalles (De derecha a izquierda) [2], [3].....	89
Figura 79. Separador horizontal [3].....	89
Figura 80. Parámetros principales de las turbinas SST-400 GEO y SST-500 GEO [4]. 90	
Figura 81. Estructura interna de la turbina SST-500 GEO [4].	91
Figura 82. Módulo de generación a través del ORC [5].....	91
Figura 83. Generador SGen-100A [6].	92
Figura 84. Estructura de los condensadores refrigerados por aire Hexacool® [9], [1]..	93



Figura 85. Ejemplo de intercambiador de carcasa y tubos [10].	94
Figura 86. Precio medio mensual total de la componente del mercado diario en el periodo abril-2019 a abril-2020 [8].	102
Figura 87. Evolución del VAN con el tiempo.	103



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Esquema de la clasificación de los yacimientos geotérmicos. Adaptado de [5].	12
Tabla 2. Impacto medioambiental de una central geotérmica y posibles soluciones.	17
Tabla 3. Fluidos de trabajo más empleados [1], [2].	35
Tabla 4. Parámetros característicos y propiedades de las corrientes para el sistema flash simple.....	62
Tabla 5. Balances de energía y exergía globales al sistema flash simple.	62
Tabla 6. Parámetros característicos y propiedades de las corrientes para el sistema flash doble.	66
Tabla 7. Balances de energía y exergía globales al sistema flash doble.	66
Tabla 8. Parámetros característicos y propiedades de las corrientes para el sistema combinado flash simple-doble.....	72
Tabla 9. Balances de energía y exergía globales al sistema flash simple-doble.	73
Tabla 10. Parámetros característicos y propiedades de las corrientes para el sistema híbrido flash-binario.	76
Tabla 11. Valoración mediante el método de factores ponderados de los sistemas de generación diseñados.....	78
Tabla 12. Condiciones de las corrientes de refrigeración de los condensadores.....	80
Tabla 13. Destrucción de exergía y rendimiento exergético en los equipos.	81
Tabla 14. Porcentaje de destrucción exergética por componente e irreversibilidad relativa.	82
Tabla 15. Desglose de la exergía no aprovechada.....	83
Tabla 16. Balance de exergía.....	83
Tabla 17. Balance de energía.....	84
Tabla 18. Variación de la potencia eléctrica y los rendimientos con el flujo másico de isopentano.....	87
Tabla 19. Variación del título de vapor y los rendimientos con la presión de salida de la válvula de expansión.	88
Tabla 20. Coste de inversión.	99
Tabla 21. Parámetros empleados en la determinación de la viabilidad económica.	103

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1. INTRODUCCIÓN

1.1 JUSTIFICACIÓN

En relación con lo establecido en el Real Decreto 1393/2007, de 29 de octubre, por el que se establece la ordenación de las enseñanzas universitarias oficiales; es necesaria la realización de un Trabajo de Fin de Máster para la obtención del título de máster universitario, en este caso el título de Máster en Ingeniería Industrial [1].

Por su parte, la elaboración de este trabajo se ajusta a los criterios de elaboración y evaluación de la normativa de evaluación del Trabajo de Fin de Máster de la Escuela de Ingenierías Industriales de la Universidad de Valladolid, basada en lo dispuesto en el Boletín Oficial de Castilla y León del 20 de Febrero de 2012 [2].

Cumpliendo por lo tanto la normativa descrita se presenta este Trabajo de Fin de Máster bajo el título: “Diseño de una central geotérmica de 60 MW usando el software C.O.C.O.”.

Este TFM está encuadrado dentro del ámbito del Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid.

1.2 OBJETIVOS

El objetivo principal del presente TFM consiste en diseñar una central geotérmica para generación eléctrica utilizando el software COCO para realizar el diseño y modelado de la central.

COCO es un entorno de simulación CAPE-OPEN que se compone de cuatro partes: COFE, TEA, COUSCOUS y CORN. La parte utilizada en este TFM es COFE, un simulador de procesos a través de diagramas de flujo.

Para llevar a cabo este objetivo principal se tienen los siguientes objetivos secundarios:

- Estudiar las distintas posibilidades y diseños de la planta geotérmica para las condiciones de entrada establecidas.
- Realizar un estudio energético y exergético para elegir una opción entre las distintas posibles.
- En base a la opción elegida, elaborar un estudio energético y exergético a los equipos y realizar un estudio paramétrico para optimizar el proceso en función de la influencia de los diferentes parámetros en el mismo.
- Realizar un estudio económico, donde conociendo los costes derivados de la implantación y operación de la planta, el precio de venta y las diferentes ayudas económicas estatales se logre determinar la viabilidad económica del trabajo.

El ser humano se sirve de la energía en diferentes formas para así poder utilizar maquinaria, equipos y tecnologías. Esta energía puede ser eléctrica, empleada por ejemplo en electrodomésticos, ordenadores, móviles o maquinaria industrial; o también puede ser energía fruto de la combustión como cuando es requerida por ejemplo en medios de transporte.

La demanda de energía está en constante crecimiento desde la revolución industrial y se debe principalmente a dos aspectos [3]:

- El incremento de la población mundial.
- El incremento del consumo energético debido a la transición de sociedades agrarias a sociedades industriales.

El suministro de energía debe por lo tanto hacer frente a esta demanda creciente. La producción energética se realiza a partir de los diferentes recursos que, en función de su nivel de procesamiento, permiten la clasificación en fuentes de energía primaria, secundaria y terciaria [4].

En cuanto a la producción de energía eléctrica mundial, los recursos más empleados en su generación se muestran a continuación. Los porcentajes expresados se refieren a la contribución del recurso frente al total producido en 2017 [4]:

- Carbón (38,5%).
- Renovables (24,5%).
- Gas natural (23,0%).
- Nuclear (10,3%).
- Petróleo (3,3%).
- Biocombustibles y otras (4,0%).

La mayor parte de la energía eléctrica producida procede de combustibles fósiles, sumando entre carbón, gas natural y petróleo el 64,8% del total producido. Esta fuente contribuye a la emisión de gases nocivos para la vida en la tierra y que contribuyen al cambio climático, como son el CO_2 , el SO_2 , el H_2S o los NO_x .

Debido a su impacto negativo en el medio ambiente y a que se trata de un recurso finito, las energías renovables están cobrando cada vez un peso más importante en la producción de electricidad. Presentan en este campo un crecimiento medio del 3,8% desde 1990, superior al crecimiento medio de la generación eléctrica total (2,9%). La contribución de las energías renovables a la producción eléctrica varía significativamente por países encontrando desde porcentajes de un 100% en Islandia, Paraguay o Costa Rica hasta un 25% en la República Popular de China, un 17% en Estados Unidos o Francia e incluso el 1% encontrado en Emiratos Árabes [4].

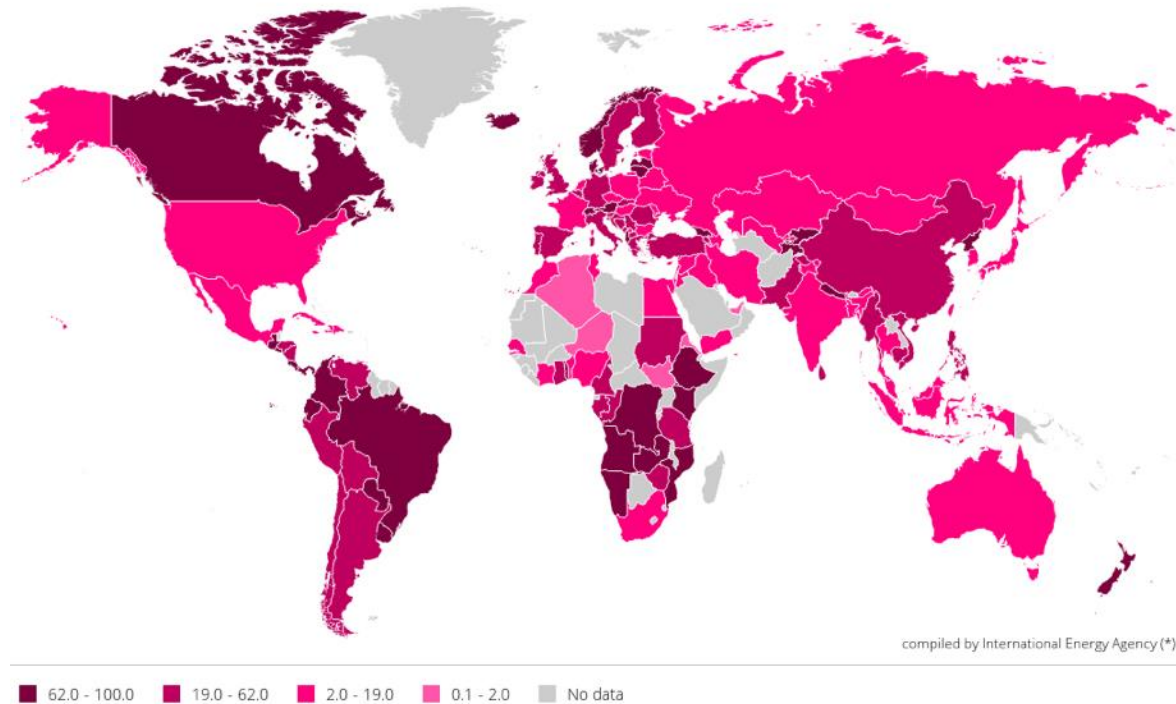


Figura 1. Contribución de las energías renovables a la generación de electricidad por países 2017 [4].

De acuerdo al IDAE [5]: “Las energías renovables son recursos limpios y casi inagotables que proporciona la naturaleza, que por su carácter autóctono contribuyen a disminuir la dependencia del país a los suministros externos, aminoran el riesgo de un abastecimiento poco diversificado y favorecen el desarrollo de nuevas tecnologías y de la creación de empleo”. Proceden de diferentes fuentes pudiéndose clasificar en hidroeléctrica, geotérmica, solar, eólica, marina y biomasa. La aportación de cada una a la generación total de energía eléctrica a partir de renovables se muestra en la Figura 2.

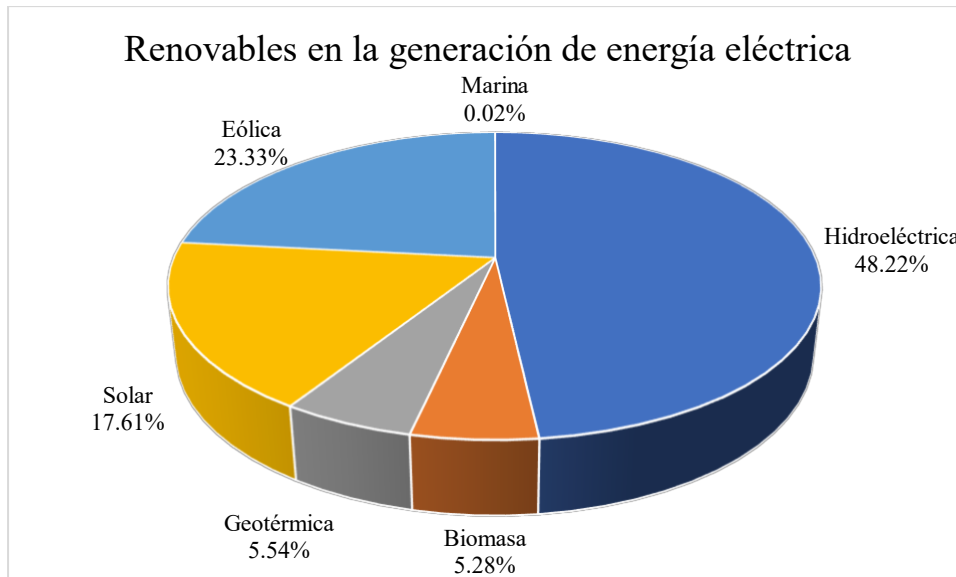


Figura 2. Peso de cada energía renovable en la generación de energía eléctrica. Elaboración propia a partir de [6].

La inversión en energías renovables atrae mayores cantidades monetarias que la realizada en combustibles fósiles o energía nuclear, suponiendo en 2017 aproximadamente el 68% del total de las inversiones para la ampliación de capacidad de generación [6].

Con el fin de reducir su dependencia frente a combustibles fósiles y de hacer frente a su demanda energética, los países en vías de desarrollo invierten en la actualidad más en energías renovables que los países desarrollados. Las tecnologías en las que más se invierte globalmente son la solar y la eólica. La geotermia es la segunda tecnología en la que menos se invierte, con un total invertido en 2017 de 1,7 billones de dólares americanos [6].

La baja inversión en la generación mediante energía geotérmica contrasta con el gran potencial de esta tecnología. Como se explica más adelante, las plantas de energía geotérmica están ligadas a la existencia de condiciones aptas en el subsuelo cada vez menos exigentes debido al desarrollo de nuevas tecnologías.

En este contexto la geotermia es una tecnología a tener en cuenta en el futuro y en la cual se centra este trabajo. Por eso, a lo largo del mismo se realiza el diseño de la central geotérmica que mejor se adapte a las condiciones de entrada prefijadas, su análisis termodinámico, su estudio paramétrico y su estudio económico.

1.3 PLANTEAMIENTO DEL TRABAJO

Para llevar a cabo el trabajo, será necesaria la consecución de los siguientes aspectos:

- Estudio de la energía geotérmica, de los diferentes tipos de yacimientos existentes, de los pozos utilizados para extraer y devolver el geofluido. Se estudia también el potencial geotérmico en España, así como de las ventajas socioeconómicas y medioambientales derivadas de la explotación de este recurso.
- Exposición de las principales tecnologías de generación de energía eléctrica. Se presentan los sistemas y fluidos de trabajo más utilizados, la implementación de sistemas híbridos, el uso de la geotermia para usos térmicos y su aprovechamiento en aplicación en cascada.
- Establecimiento de las condiciones de entrada y diseño en COCO de los sistemas de generación más empleados. Se diseñan mediante el software cuatro sistemas: flash simple, flash doble, combinado flash simple-doble e híbrido flash-binario. Se escoge el sistema que mejor se adapta a las condiciones de entrada en base a los parámetros establecidos en la metodología.

- Realización de un análisis energético y exergético del sistema escogido donde se observa el rendimiento y aprovechamiento por parte del sistema del geofluido entrante a la instalación.
- Estudio paramétrico del sistema escogido donde se varían el flujo del fluido de trabajo y la presión de salida de la válvula de expansión con el fin de estudiar posibles mejoras del mismo.
- Descripción de los equipos principales empleados en el sistema escogido, donde se explora la existencia real de distintos modelos comerciales que se adaptan a las necesidades del diseño.
- Realización del estudio económico donde, a través de una serie de indicadores, se establece la viabilidad económica del proyecto realizado.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

2. ESTADO DEL ARTE

2.1 ENERGÍA GEOTÉRMICA

La tierra constituye una fuente de energía muy importante para el ser humano. La energía almacenada en su corteza se extrae no solo en forma de petróleo, gas natural y carbón, sino que también se aprovecha directamente en forma de calor.

Esta energía se denomina energía geotérmica y se origina en las profundidades del planeta. Mediante conducción térmica, se transmite a través de sus distintas capas rocosas. El calor puede alcanzar zonas en las que esté almacenada agua generando en la consecuente transferencia energética reservorios naturales [7]. El aprovechamiento térmico de estos reservorios data de los romanos, que disponían de fuentes termales. Es a partir del siglo XX cuando comienza su utilización para generación de energía eléctrica.

Se estima que el flujo de calor total desde el interior de la tierra a su superficie ronda los 47 teravatios (TW). El flujo calorífico medio de la corteza terrestre es de $91,6 \text{ mW/m}^2$. Sin embargo, varía en función de diferentes parámetros geológicos, siendo el flujo medio de la corteza continental de unos 70 mW/m^2 y el de la corteza oceánica de $105,4 \text{ mW/m}^2$ [8].

El calor generado en el interior de la tierra procede principalmente de dos fuentes:

- La desintegración radioactiva de elementos como el uranio-238, el torio-232 o el potasio-40.
- El calor residual generado durante la acreción de la tierra y su consecuente diferenciación gravitacional en núcleo, manto y corteza.

De este modo, el calor generado da lugar a gradientes geotérmicos en la corteza terrestre de 30°C por km de profundidad. En las zonas tectónicamente activas dicho gradiente aumenta hasta alrededor de $500^\circ\text{C}/\text{km}$ convirtiéndolas en regiones interesantes para su aprovechamiento energético [8].

2.2 SISTEMAS GEOTÉRMICOS Y TECTÓNICA DE PLACAS

Existe una estrecha correlación entre el flujo de calor y la tectónica de placas. Los sistemas geotérmicos se concentran en los límites de las placas. Estos límites (que pueden ser divergentes o convergentes) son lugares de actividad volcánica, gran flujo de calor y regímenes de tensión que hacen que sea favorable el desarrollo de sistemas de elevada temperatura [8].

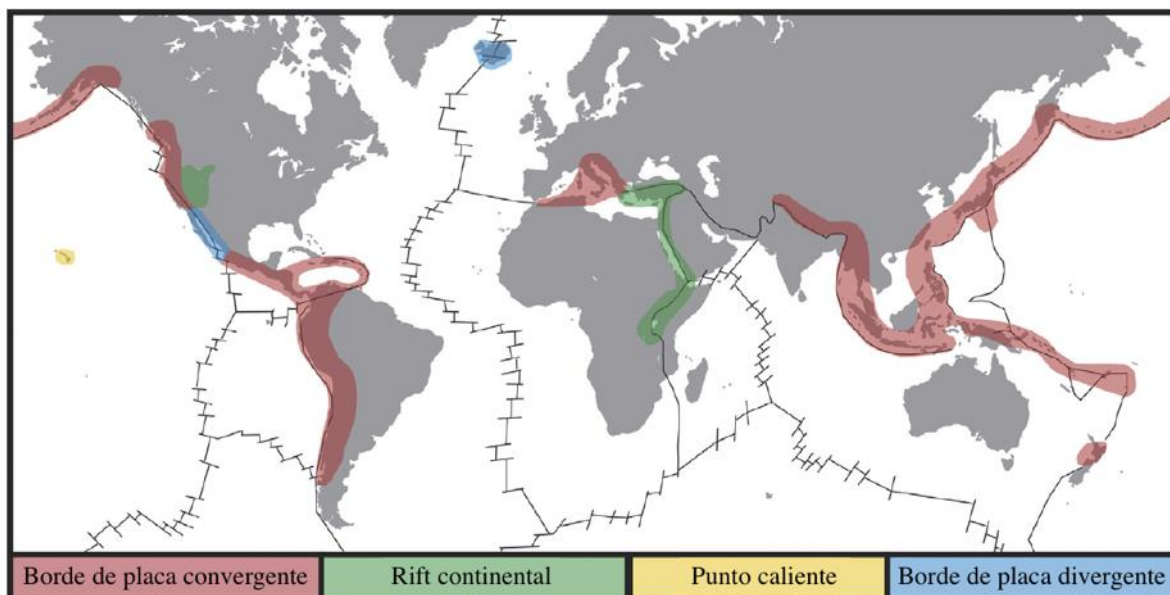


Figura 3. Regiones de flujo calorífico elevado y actividad geotérmica. Adaptado de [8].

En la figura anterior se puede apreciar como existe un borde de placa convergente que rodea la zona del Pacífico llamado: “anillo de fuego del Pacífico”. Es una región muy importante desde el punto de vista de la explotación geotérmica e incluye a los siguientes países: Estados Unidos, México, Guatemala, El Salvador, Honduras, Nicaragua, Costa Rica, Panamá, Colombia, Ecuador, Perú, Bolivia, Chile, Nueva Zelanda, Micronesia, Papúa Nueva Guinea, Indonesia, Filipinas, China, Japón y Rusia. De los 21 países, 13 tienen centrales geotérmicas en operación [9].

Existen igualmente centrales geotérmicas en el punto caliente (en amarillo en la figura) situado en la placa del pacífico y en concreto en las islas de Hawái. También en Islandia ya que es una isla volcánica situada sobre un borde de placa divergente.

Por último, cabe destacar otras regiones como las del mediterráneo y el Himalaya, así como la zona del rift continental del este de África donde existe igualmente aprovechamiento de energía geotérmica.

2.3 YACIMIENTOS GEOTÉRMICOS

Los yacimientos geotérmicos son áreas geográficas que cumplen con las condiciones geológicas y económicas necesarias para poder explotar el contenido energético de su subsuelo.

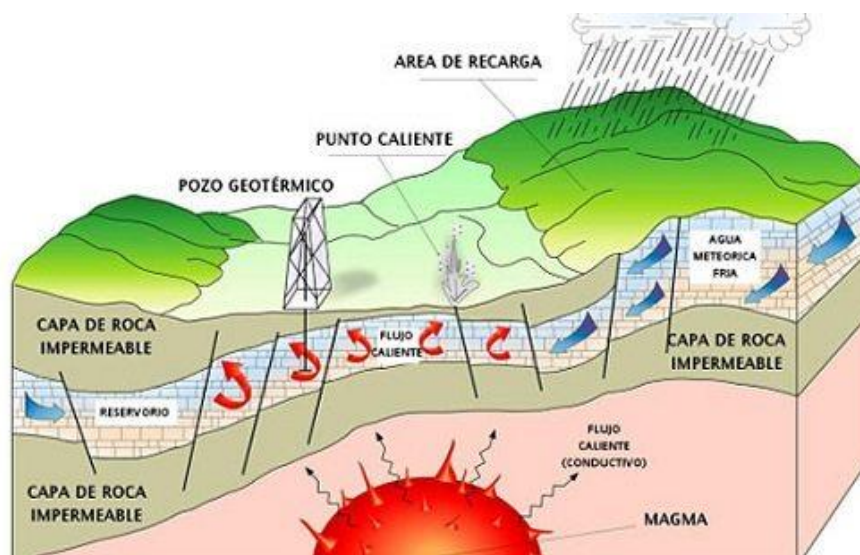


Figura 4. Modelo esquemático de un yacimiento hidrotérmico [10].

Dichas condiciones suelen referirse a los yacimientos hidrotérmicos ya que son los únicos empleados comercialmente tanto para generación de energía eléctrica como para calefacción. Sin embargo, es importante señalar que hay otras formas de aprovechar la energía geotérmica que requieren de condiciones diferentes y que algún día alcanzarán su uso con fines comerciales.

2.3.1 YACIMIENTOS HIDROTÉRMICOS

Existen cinco requisitos fundamentales que convierten a este tipo de yacimientos en una fuente de energía económicamente viable [9]:

- Una gran fuente de calor.
- Un reservorio permeable a través del cual se extienda el agua a lo largo del subsuelo y hasta las regiones impermeables.
- Un suministro de agua, que generalmente procede de la lluvia de regiones adyacentes.
- Una capa o capas de roca impermeables que permitan contener el agua de los reservorios y unas presiones determinadas dentro de los mismos.

- Un mecanismo fiable de recarga del agua extraída.

Subir K. Sanyal [11] realiza una clasificación de los diferentes tipos de yacimientos hidrotérmicos que es de interés para este trabajo. Se dividen atendiendo a la temperatura de los reservorios dando lugar a siete clases distintas, que tendrán diferentes características entre las que se encuentran: fracción de vapor en el seno del líquido desplazado, el tipo de tecnología de generación aplicable, el método de extracción del fluido o el estado de agregación del mismo a la salida del pozo de sondeo.

Clase 1 (Menos de 100°C). A esta temperatura el fluido de estos reservorios es agua en estado líquido y se emplea exclusivamente para usos no eléctricos, es decir, para el aprovechamiento de su energía térmica.

Clase 2 (Entre 100°C y 150°C). El fluido en movimiento es agua en estado líquido. Su temperatura es suficiente para la generación de energía eléctrica. La productividad de los pozos ronda los 2-4 MW y generalmente son pozos con bombeo. El método de generación es principalmente de ciclo binario.

Clase 3 (Entre 150°C y 190°C). A estas temperaturas el fluido móvil es agua líquida que no tiene la suficiente energía para fluir autónomamente y por tanto se bombea. Existe un número significativo de plantas que operan bajo estas temperaturas. La temperatura máxima de esta clase de yacimiento marca el límite superior de trabajo de las bombas comercializadas.

Los métodos de generación empleados son de ciclo binario, flash de dos etapas e híbrido. La productividad de los pozos se sitúa en unos 3-6 MW.

Clase 4 (Desde 190°C hasta 230°C). En este rango de temperaturas los reservorios contienen una mezcla de agua líquida y vapor. Es a partir de 230°C cuando se empiezan a encontrar mezclas en las que el componente mayoritario es el vapor saturado. Al no poderse bombear el agua de estos pozos, la productividad de estos varía en un amplio rango de 3-12 MW.

Clase 5 (Entre 230°C y hasta 300°C). La productividad de los pozos para esta clase (así como para las clases siguientes) depende del flujo másico disponible en el reservorio y la cantidad de vapor de agua que, junto con las características de permeabilidad relativa de la estructura rocosa existente, determinan la fracción de vapor que se desplaza en el seno del líquido en movimiento.

Se emplea la tecnología flash de una etapa para la separación del agua presente en la mezcla bifásica para así conseguir una corriente de vapor que pueda aprovecharse en la turbina en la generación eléctrica. Esta tecnología puede ser mejorada mediante la implantación de sistemas híbridos.

Clase 6 (Superior a 300°C). Esta clase se caracteriza por tener un rápido desarrollo del agua a vapor saturado en los reservorios y de una fracción de vapor en el fluido móvil que se está explotando. Es difícil estimar la actuación exacta en los reservorios de esta categoría, en especial la evolución de las entalpías de producción.

El límite de esta clase se encontraría en la temperatura crítica del agua (374,1°C). Por cuestiones físicas es difícil encontrar una temperatura superior a la crítica en los pozos en activo.

Clase 7 (Zona de vapor sobrecalentado). Para que los reservorios alberguen vapor saturado deben estar a 240°C y 33,5 bar. Existen varios emplazamientos que poseen estas características como Kamojang (Indonesia), The Geysers (California), Lardanello (Italia), Matsukawa (Japón), Darajat (Indonesia), etc.

La entalpía de estos lugares es la máxima posible para vapor saturado (2800 kJ/kg). Aunque sea difícil encontrar reservorios con vapor sobrecalentado son muy interesantes ya que, de las siete clases, esta última posee una mayor energía por unidad de masa almacenada. La productividad de los pozos varía entre 30 y 50 MW.

Existen otras clasificaciones de los yacimientos hidrotérmicos, como la que atiende a los niveles energéticos de los fluidos que albergan. Bajo este punto de vista surgen tres tipos de yacimientos: de alta entalpía, de media entalpía y de baja entalpía [12].

- **Yacimientos de alta entalpía.** Presentan condiciones de temperatura y presión elevadas (superiores a los 150°C). Las características termodinámicas del fluido permiten su aprovechamiento en generación de electricidad. Se corresponde con los yacimientos de Clase 3, 4, 5, 6 y 7.
- **Yacimientos de entalpía media.** Los fluidos que contienen se encuentran a unas temperaturas que oscilan entre los 100-150°C. Se pueden emplear para la producción de electricidad empleando el sistema de generación binario. Se corresponde con los yacimientos de Clase 2.
- **Yacimientos de baja entalpía.** La temperatura del fluido es inferior a los 100°C. No puede emplearse en la generación de electricidad, pero sí en usos directos del calor. Se corresponde con los yacimientos de Clase 1.

Vista la correspondencia entre ambas clasificaciones se puede concluir que la primera subdivide los yacimientos de alta entalpía en cinco clases. Cada subdivisión proporciona información como la necesidad de bombeo de los pozos, el estado de agregación del geofluido o la tecnología de conversión aplicable, que es de gran utilidad en el diseño de la planta.

Tabla 1. Esquema de la clasificación de los yacimientos geotérmicos. Adaptado de [11].

Tipo de yacimiento	Temperatura del reservorio	Fase del fluido en movimiento	Mecanismo de producción	Estado de agregación del fluido a la cabeza del pozo	Productividad del pozo	Tecnología de conversión aplicable
1. Usos no eléctricos	< 100°C	Agua líquida	Pozos artesanos de flujo autónomo o pozos bombeados	Agua líquida	Dependiente de la capacidad de flujo y del nivel estático del agua	Uso directo
2. Muy baja temperatura	100-150°C	Agua líquida	Pozos bombeados	Agua líquida o en equilibrio líquido-vapor	2-4 MW	Binario
3. Baja temperatura	150-190°C	Agua líquida	Pozos bombeados, de flujo autónomo (a partir de 190°C)	Agua líquida o en equilibrio líquido-vapor	3-5 MW	Binario, flash de dos etapas, híbrido
4. Temperatura moderada	190-230°C	Agua líquida	Pozos de flujo autónomo	Equilibrio líquido-vapor, vapor saturado	3-12 MW	Flash de una etapa, de dos; híbrido
5. Alta temperatura	230-300°C	Agua líquida, de dos fases dominada por agua	Pozos de flujo autónomo	Equilibrio líquido-vapor, vapor saturado	<50MW	Flash de una etapa, híbrido
6. Temperatura muy alta	>300°C	De dos fases dominada por agua	Pozos de flujo autónomo	Equilibrio líquido-vapor, vapor saturado	<50MW	Flash de una etapa
7. Vapor sobrecalentado	240°C-33,5 bar	Vapor	Pozos de flujo autónomo	Vapor saturado o sobrecalentado	30-50 MW	Vapor directo

2.3.2 OTROS TIPOS DE YACIMIENTOS

A pesar de que los yacimientos hidrotérmicos son los únicos que han sido explotados con fines comerciales para generación de energía eléctrica, existen otros cuatro tipos: de roca caliente (conocidos en inglés por sus siglas *HDR*), geopresurizados, de magma e hidrotérmicos profundos.

- **Yacimientos de roca caliente.**

Se corresponde a emplazamientos geotérmicos con una gran fuente de calor pero que carecen de un fluido caloportador. Para aprovechar el potencial energético de estos yacimientos se recurre a los Sistemas Geotérmicos Mejorados (EGS en inglés).

Los pozos de inyección perforan el terreno a la profundidad de interés e inyectan agua fría generando grietas y pequeños deslizamientos entre las rocas. De este modo se genera de forma artificial un reservorio con una superficie de intercambio de calor elevada. Una vez se alcanzan las condiciones deseadas de volumen y permeabilidad se realiza otro pozo, denominado pozo de producción, que extraerá el agua caliente para su aprovechamiento [9].

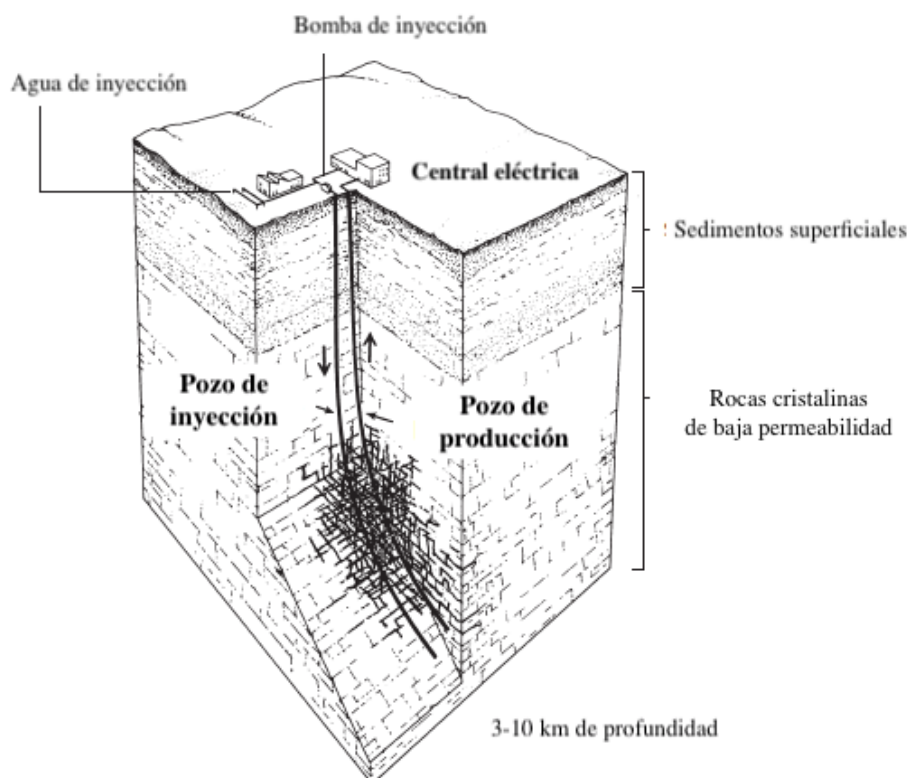


Figura 5. Esquema conceptual de un EGS en una roca cristalina de baja permeabilidad. Adaptado de [13].

En la actualidad existe la tecnología para el aprovechamiento de EGS (también utilizados para la estimulación de yacimientos con poco rendimiento) pero genera cierta controversia debido a que en ocasiones da lugar a terremotos. Estos terremotos se producen por hinchamientos en el subsuelo fruto de la reinyección de agua en áreas con elevadas tensiones y actividad sísmica [14].

En ocasiones se tiende a comparar esta técnica con el *fracking* de gas natural. La diferencia es que en el caso del gas natural se inyecta agua y otros compuestos a muy elevadas presiones (>600 bar) para atravesar la roca y mantener las grietas abiertas; y en el caso del EGS el agua (o en ocasiones un ácido) inyectada genera un deslizamiento en las rocas. Esto hace que el factor prioritario a tener en cuenta en los EGS sean los terremotos [14].

Sin embargo, al igual que en el *fracking* es necesario mantener el control sobre fugas y vertidos que originen contaminación en acuíferos y en el suelo

- **Yacimientos geopresurizados.**

Son yacimientos con presiones anómalas, superiores a la hidrostática y cercanas a la litostática que suponen una potente fuente de energía. La sobrepresión es resultado de la sobrecarga de los sedimentos sólidos en zonas tensionadas del subsuelo.

Para que puedan ser desarrollados comercialmente, los reservorios geopresurizados deben responder afirmativamente a las seis preguntas siguientes [9]:

- ¿Está el fluido lo suficientemente caliente, $>230^{\circ}\text{C}$?
- ¿Hay suficiente metano disuelto en el fluido?
- ¿Son las arenas a alta presión lo suficientemente permeables?
- ¿Es la arena a alta presión lo suficientemente gruesa?
- ¿Se encuentra esta formación en una falla, pero no muy fracturada?
- ¿Se puede asegurar que su explotación no producirá hundimiento?

Si bien existen plantas piloto, estas explotaciones todavía no son viables desde un punto de vista económico.

- **Yacimientos de magma.**

Existe un proyecto denominado the Krafla Magma Testbed (KMT) emplazado en la caldera volcánica de Krafla, situada al norte de Islandia. Es el primer observatorio internacional, de *open access* y la plataforma científica que avanza en la comprensión, monitorización y uso conjunto de los sistemas magmáticos y los hidrotérmicos sobrecalentados [15].

El KMT surge a partir de las perforaciones llevadas a cabo en 2008 y 2009 durante el primer Iceland Deep Drilling Project (IDDP-1). El IDDP es un proyecto de investigación conjunta de empresas privadas junto con el gobierno islandés que estudia la posibilidad de mejorar la productividad de los pozos geotérmicos, produciendo fluidos supercríticos de alta entalpía a profundidades de 4000-5000 m [16]. Como se puede observar en la figura siguiente, los procesos de perforación se toparon con el magma a una profundidad de unos 2100 m.

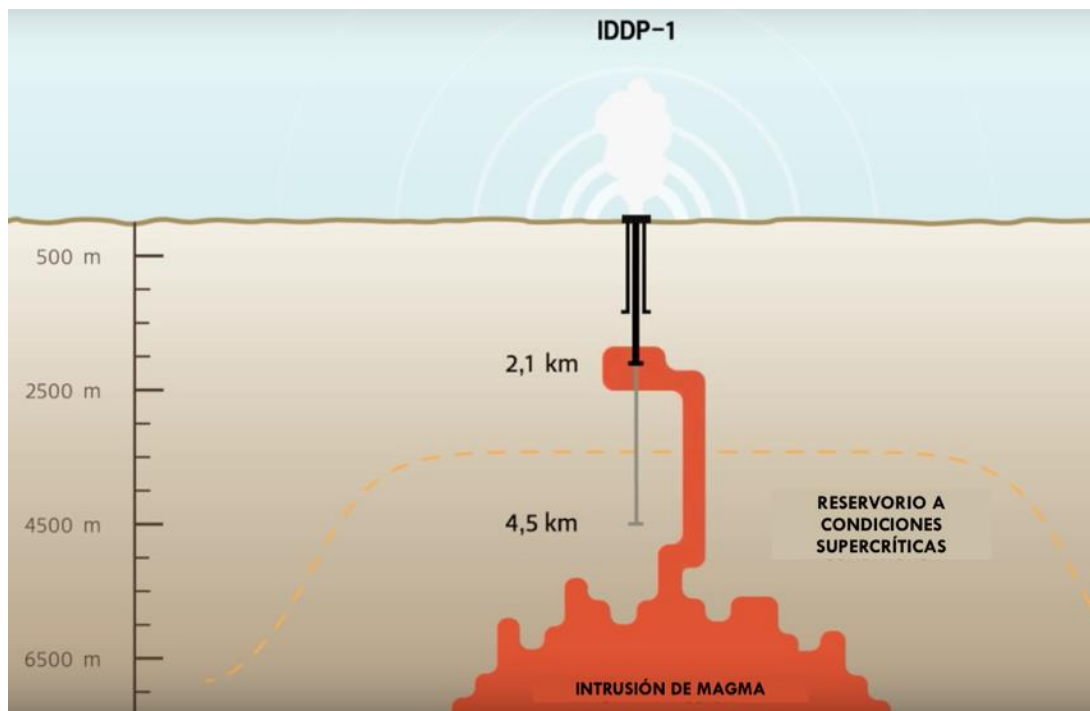


Figura 6. Esquema de la perforación llevada a cabo en la central de Krafla durante el IDDP-1. Adaptado de [17].

El interés de esta fuente de energía reside en que el magma posee un calor latente de cristalización haciendo que pueda ser tratado como si tuviese una capacidad 10 veces superior a la de la roca. Además, el proceso de la transmisión de calor es por convección, lo que hace que el magma no solo suponga una fuente más potente de energía sino que elimina también las limitaciones derivadas de los problemas de almacenamiento energético y de la conducción de calor lenta [18].

La idea para explotar este recurso es perforar un pozo en el magma, introducir un pozo de inyección y bombear agua fría a presión. Con esto se consigue solidificar el magma que cristaliza de modo que se puedan formar en él grietas debidas a las elevadas temperaturas. Es a través de estas grietas por las que el agua se calienta y se devuelve a la superficie para su uso en la generación de electricidad [9].

Este proceso entraña una serie de riesgos y problemas. De las experiencias del IDDP-1, el KMT determinó que los dos principales problemas a tener en cuenta son las elevadas temperaturas a las que están sometidos los pozos, y la corrosión y deterioro que sufren algunos materiales debido a los vapores que libera el magma [15].

- **Yacimientos hidrotérmicos profundos.**

Son yacimientos hidrotérmicos situados a profundidades a partir de los 2500 m y que normalmente se encuentran entre los 2500 m y 4000 m pero que pueden ser más profundos. Su interés reside en que si, por ejemplo se encuentra un yacimiento de esta clase a una altura de 4000 m y con el gradiente ya conocido en el apartado 2.1 de 30°C/km, el fluido se encontrará a unos 120-140°C [9].

En Europa y Australia se han descubierto, a partir de la perforación a profundidad en investigaciones de HDR, este tipo de yacimientos. Es un hallazgo importante porque permite la explotación de energía geotérmica sin tener que realizar las fracturas de los EGS. De este modo, con la inversión adecuada del gobierno pertinente debido a los altos costes requeridos en su implantación, se puede aprovechar para generación de electricidad a partir de instalaciones de ciclo binario y para uso térmico calentando edificios y hogares.

2.4 POZOS GEOTÉRMICOS

La energía geotérmica no se puede aprovechar de manera directa como en el caso de la energía eólica o la solar. Para valerse de esta fuente energética es preciso realizar perforaciones en el terreno tras las cuales se instalará un sistema de pozos y tuberías a través de los cuales circulará el fluido caloportador.

La perforación es también el primer paso para confirmar la viabilidad de un terreno. El principio de este periodo de confirmación es la perforación de tres pozos. Se colocan en los emplazamientos más prometedores obtenidos durante la etapa previa de estudio del terreno [9].

2.4.1 PROCESO DE PERFORACIÓN

La creación de un agujero depende de las fuerzas de compresión que la broca ejerce sobre la roca en una perforación que generalmente es giratoria. En la operación es muy importante la presencia de barro ya que tiene cuatro funciones vitales [9]:

- Arrastra los fragmentos de roca.
- Enfría la broca y la tubería de perforación.
- Lubrica la tubería de perforación.
- Evita el colapso de las paredes del pozo durante la perforación.

Este barro no es natural, sino que es un fluido viscoso diseñado para cumplir los objetivos descritos. Serán de base acuosa u oleosa con diferentes tipos de aditivos en función de las propiedades del terreno [19].

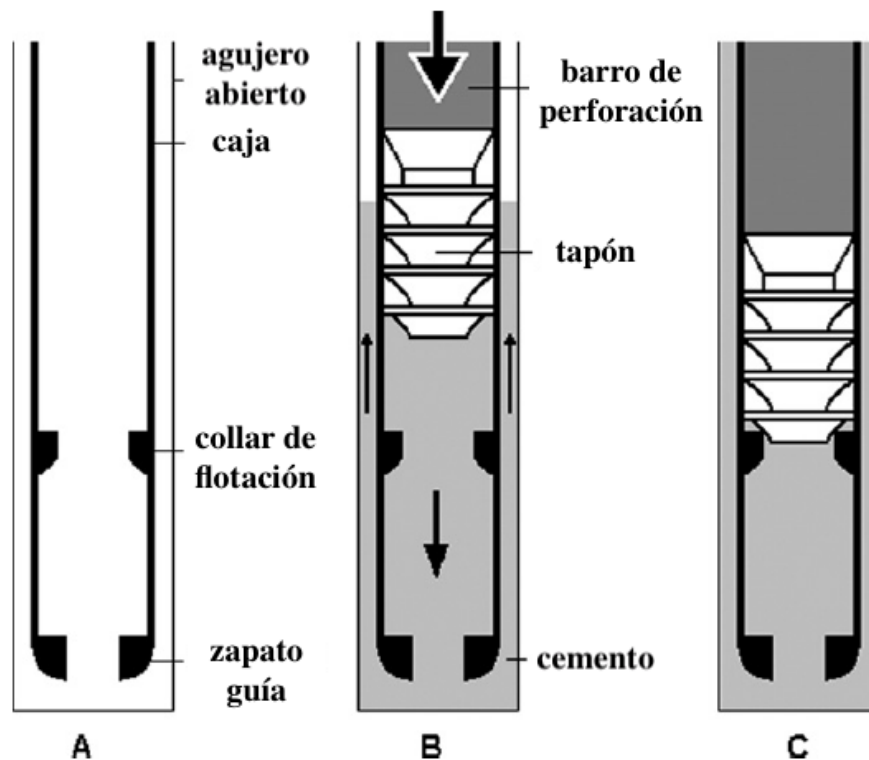


Figura 7. Proceso estándar de cementación del pozo. Adaptado de [9].

El barro se bombea desde la tubería de perforación hasta la broca, donde facilita la perforación y retiene las paredes del pozo hasta que se procede al cajeado del mismo (Figura 7A). Una vez cajeado, se introduce cemento en el pozo y se empuja el tapón de modo que se irá distribuyendo a lo largo de las paredes del pozo (Figura 7B). El tapón es empujado por el barro de perforación. Cuando el tapón llega al collar de flotación, el cemento debe de estar distribuido por toda la pared del pozo [9].

Una mala distribución del cemento puede ocasionar problemas durante el funcionamiento normal del pozo. Por tanto, es vital que la cementación de este se realice correctamente.

2.4.2 TESTEO DEL POZO

El objetivo de realizar pruebas sobre el pozo es recopilar la máxima información posible acerca del reservorio y del geofluido, y en particular la capacidad de la combinación reservorio-pozo de producir un flujo suficiente para la producción energética o el uso directo del mismo [9].

La información que se pretende obtener del testeo es la siguiente:

- Presión en el pozo en función de la profundidad, incluidas las zonas de alimentación al mismo.
- Presión en el reservorio tanto para condiciones estáticas como de movimiento del fluido.
- La permeabilidad del reservorio y el grosor del mismo.
- Flujo másico del geofluido en estado vapor y líquido.
- Composición química de las fases de líquido y vapor en las profundidades del pozo y en su superficie.
- El estado del pozo (en cuanto a posibles daños del mismo).

2.5 IMPACTO MEDIOAMBIENTAL

El desarrollo de explotaciones geotérmicas y la operación de sus plantas conllevan un impacto inevitable en el medioambiente. Sin embargo, en condiciones normales de funcionamiento existe un impacto menor en comparación con otras tecnologías de generación y en particular aquellas que emplean combustibles fósiles o nucleares.

La Tabla 2 muestra los posibles impactos que pueden generar estas explotaciones y expone posibles soluciones para su mitigación [9]:

Tabla 2. Impacto medioambiental de una central geotérmica y posibles soluciones.

IMPACTO	CAUSAS	POSIBLES SOLUCIONES
Contaminación del aire	Emisión de H ₂ S y en menor medida metano, hidrógeno y amonio	Sistemas comerciales de filtración de gases de salida
Superficie empleada (impacto visual)	Construcción de pozos, de la central geotérmica, de carreteras, sistema de tuberías y de edificios auxiliares	Menor impacto que en plantas convencionales, diseños más compactos
Contaminación del agua	Fugas a acuíferos, descarga de aguas residuales	Reinyección. Asegurar el correcto diseño de los pozos
Gases de efecto invernadero	Emisión de CO ₂	Emisiones muy inferiores a plantas de combustibles fósiles. En algunos casos inexistentes
Terremotos inducidos	Cambio de presión del fluido en regiones del terreno tensionadas	Recolección de información y evitar la implantación de pozos en regiones problemáticas
Desprendimientos y hundimientos	Eliminación del líquido en el subsuelo	Difícil determinación de causas exactas. Se produce en raras ocasiones
Contaminación acústica	Durante el periodo de construcción, excavación, implementación y, sobre todo, testeo de los pozos	Utilización de silenciadores
Alteración de manifestaciones hidrotermales naturales	Explotación cercana a dichos emplazamientos	Evitar la instalación de pozos cercanos a dichos parques naturales
Alteración de hábitat natural	Relacionado con la superficie empleada	Construcción de la planta asegurando el menor impacto posible sobre fauna y flora

2.6 VENTAJAS DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA

2.6.1 VENTAJAS MEDIOAMBIENTALES

Como se ha comentado, la energía térmica es considerada una energía renovable que mediante su utilización reduce la dependencia de fuentes de energía fósiles.

Desde el punto de vista del ciclo de vida completo de esta fuente, el impacto medioambiental generado es significativamente menor que el de centrales de combustibles fósiles y nucleares, e incluso menor que el de otras fuentes de energía renovables [12].

Además, es una energía limpia:

- Genera 0 g/kWh de emisiones de NO_x frente a los 2 g/kWh para el carbón, 1,8 g/kWh para el petróleo y 1,3 g/kWh para gas natural.
- Emite 0,1 g/kWh de SO₂ en tecnologías flash y 0 g/kWh en ciclo binario y flash/binario frente a 4,7, 5,5 y 0,1 g/kWh para carbón, petróleo y gas natural respectivamente.
- Produce 27 g/kWh de CO₂ en flash y 0 g/kWh en binario y flash/binario frente a 996, 760 y 551 g/kWh para carbón, petróleo y gas natural respectivamente.

A esto hay que añadirle que se le considera una energía sostenible al no depender de variaciones estacionales como lluvias, el viento o el sol, como en el caso de otras energías renovables de carácter intermitente como la solar o la eólica.

2.6.2 VENTAJAS SOCIOECONÓMICAS

Según el Instituto Geológico y Minero de España (IGME) las instalaciones de energías renovables generan significativamente más puestos de trabajo que las tecnologías de generación convencionales. Además son empleos generalmente estables, de larga duración, muy diversificados y de alta calidad [12].

Por otro lado, los recursos geotérmicos suelen estar localizados en áreas rurales. Según la Geothermal Energy Association (GEA) [20] la energía geotérmica genera 1,7 puestos de trabajo directos por MW. Estos trabajos son los relacionados con la operación y el mantenimiento diario de la planta.

Las centrales geotérmicas generan a su vez un aumento del empleo indirecto e inducido. Este empleo es el debido tanto a la prestación de servicios externos a la actividad intrínseca de la industria (como pueden ser la limpieza, la seguridad o las auditorías), como al aumento en las actividades en la economía local derivado de la creación de puestos de trabajo directos.

En concreto, se estima que la energía geotérmica crea un total de 4,25 puestos de trabajo directos, indirectos e inducidos por MW [20]. La actividad de la planta objeto de estudio generaría por tanto alrededor de 255 puestos de trabajo a tiempo completo.

Si además se tienen en cuenta sistemas de cogeneración en cascada (descritos en el apartado 3.6) se podrían crear entornos rurales con oportunidades laborales duraderas y de calidad, y con menor dependencia de combustibles fósiles.

2.7 POTENCIAL GEOTÉRMICO EN ESPAÑA

España es un país con un elevado potencial geotérmico. Como se puede observar en la Figura 8, existen regiones geotérmicas de interés. Por eso, a pesar de que la energía geotérmica supone un 0,06% de la capacidad de generación eléctrica instalada en el país (108 GWe), es un país en el que el uso directo de su energía calorífica ayudaría a reducir las emisiones derivadas de la climatización de edificios, y en el que a través de la implantación de nuevas tecnologías comentadas en el apartado 2.3.2 se podría producir una cantidad importante de energía eléctrica [21].

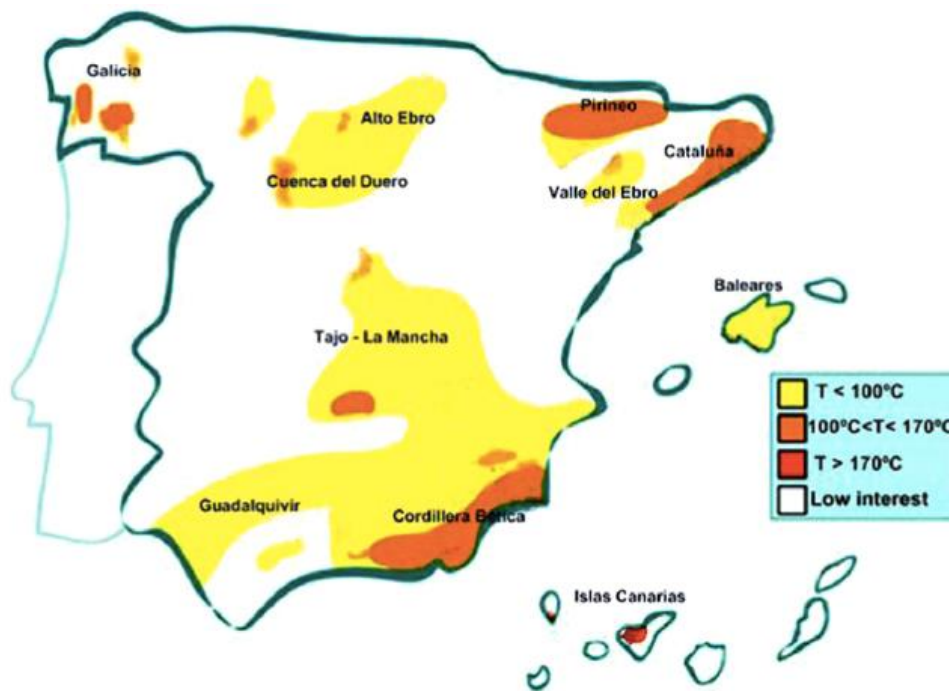


Figura 8. Distribución y nivel de temperaturas de las áreas geotérmicas del territorio español [21].

2.7.1 GEOTERMIA DE BAJA ENTALPÍA

Situada en la zona norte de Madrid existen yacimientos a unos 2500 m de profundidad con temperaturas en torno a 80°C y flujos de 150-200 m³/h. En la meseta del Duero cerca de León, Burgos y Valladolid existen almacenes a temperaturas similares y profundidades de unos 1500 m. También se pueden apreciar yacimientos a profundidades inferiores a 1000 m y temperaturas entre los 40-80°C en Galicia, el Valle del Ebro, el sureste peninsular, Mallorca o Gran Canaria [12].

Se trata de yacimientos hidrotérmicos que por su composición química no pueden emplearse para abastecimiento y que por tanto sería interesante el uso directo de su poder calorífico.

Se pueden incluir en esta categoría los intercambiadores tierra-aire, también llamados pozos canadienses. En sus capas más superficiales el terreno no posee poder calorífico aprovechable. Sin embargo, se considera que a partir de las 1,5 m es un entorno estable para almacenar energía [22].

Los pozos canadienses consisten en una serie de tubos enterrados a través de los que circula aire exterior que posteriormente será introducido en un edificio para su climatización. El suelo a partir de 10 m de profundidad se mantiene a una temperatura constante y prácticamente igual a la media anual del ambiente en el emplazamiento. A partir de 1,5 m el suelo mantiene unas temperaturas mas o menos constantes, que oscilan con la variación estacional de las condiciones climáticas.

Por tanto, los pozos canadienses constituyen un pre-acondicionador del aire a introducir en el edificio, precalentando el aire en invierno y pre-enfriándolo en verano. Esta técnica supone un ahorro energético al suavizar las condiciones de entrada del aire en la unidad de tratamiento correspondiente. Es una técnica cada vez más empleada y cuya implantación se puede ver en construcciones como el edificio LUCIA en el Campus Miguel Delibes o el IndUVa en el Campus Esgueva, ambos en Valladolid.

2.7.2 GEOTERMIA DE MEDIA/ALTA ENTALPÍA

Se ha hallado este tipo de yacimientos en diversas zonas de las Cordilleras Béticas, Galicia y Cataluña, y a través de investigaciones de hidrocarburos en Aragón y Madrid. En algunos casos

estas zonas requieren de la implementación de EGS para incrementar su productividad y resultar rentables [12].

La región más interesante con yacimientos de media y alta temperatura es la isla de Tenerife, en la que mediante EGS podría ser aprovechada la energía del subsuelo [12].

2.7.3 GEOTERMIA DE ALTA ENTALPÍA

Existen emplazamientos con altas entalpías tanto en la península como en las islas Canarias. Si bien siempre se rechazó la posibilidad de que esté tipo de formaciones fuesen aprovechables y rentables; con la aparición de tecnologías cada vez más asequibles que permiten el aprovechamiento de diversos tipos de yacimientos para generación eléctrica, este tipo de yacimientos deben ser tenidos en consideración y pueden constituir un futuro prometedor para la geotermia en España.

CAPÍTULO 3

SISTEMAS DE GENERACIÓN

3. SISTEMAS DE GENERACIÓN

3.1 FLASH DE UNA ETAPA O SIMPLE

Esta tecnología se emplea cuando el geofluido es una mezcla de líquido y vapor. Las plantas de generación mediante flash simple son las más comunes. Suponen el 29% de todas las plantas geotérmicas y producen el 43% de la electricidad generada por geotermia [9].

La función de este sistema es la de llevar al fluido entrante a un descenso súbito de la presión, llevando a la mezcla a un estado de equilibrio líquido-vapor. El resultado son dos corrientes: una de vapor que se envía a una turbina y una de líquido que se reinyectará en el suelo.

La capacidad productiva abarca desde los 3 MW hasta los 117 MW. Para una instalación flash de 30 MW se requieren entre 5 y 6 pozos de producción y de 2 a 3 pozos de reinyección [23]. En la obtención del fluido, el factor más importante a tener en cuenta es la pérdida de presión existente desde la boca del pozo hasta la estación de generación, debida a la fricción del fluido con las paredes de la tubería. Por eso es clave realizar un óptimo dimensionamiento de la longitud y el diámetro de las tuberías [9].

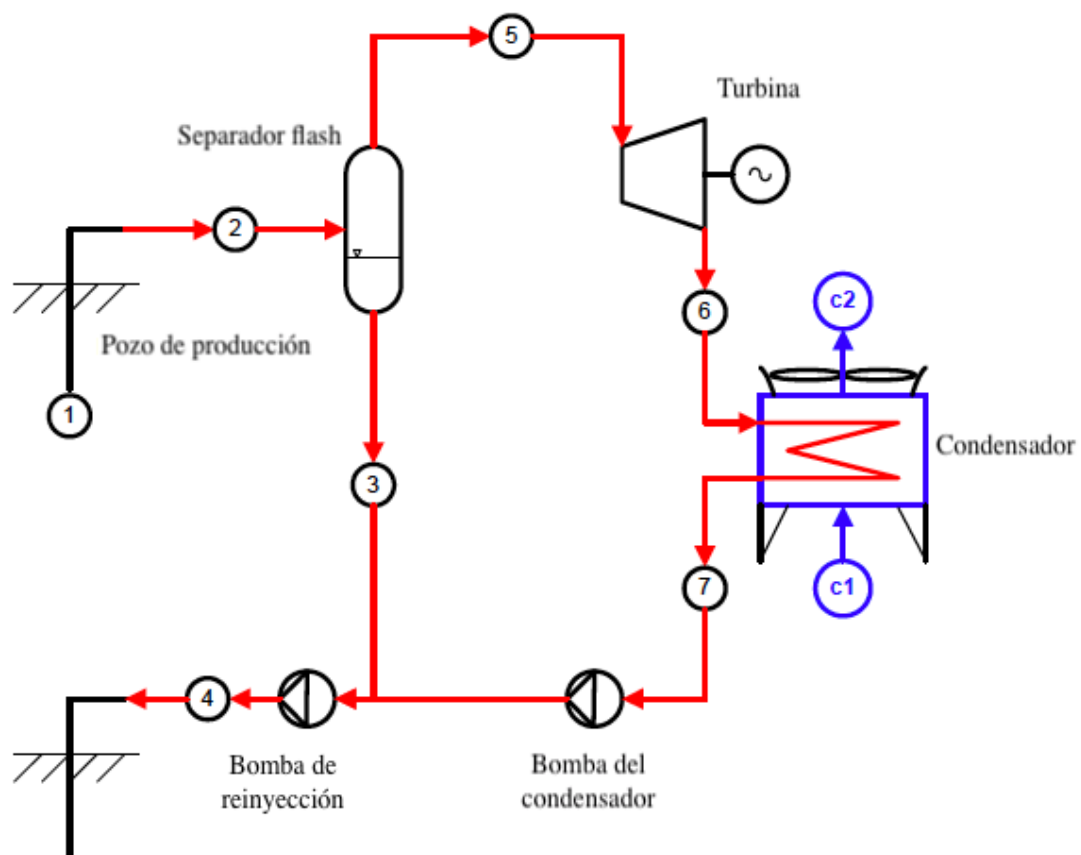


Figura 9. Esquema de un ciclo de flash simple. Adaptado de [24].

Como se puede apreciar en la Figura 9, el geofluido procedente del pozo de producción (punto 1) entra en el separador flash (punto 2). Es aquí donde el líquido se lleva a un mezclador donde se juntará con el condensado; y el vapor se lleva a una turbina (punto 5). Tras su uso en la turbina (punto 6), es llevado a un condensador donde resulta una corriente en estado líquido. Este líquido, impulsado por una bomba, se mezcla con la corriente líquida del separador y se reinyecta al subsuelo de nuevo a través del pozo de reinyección.

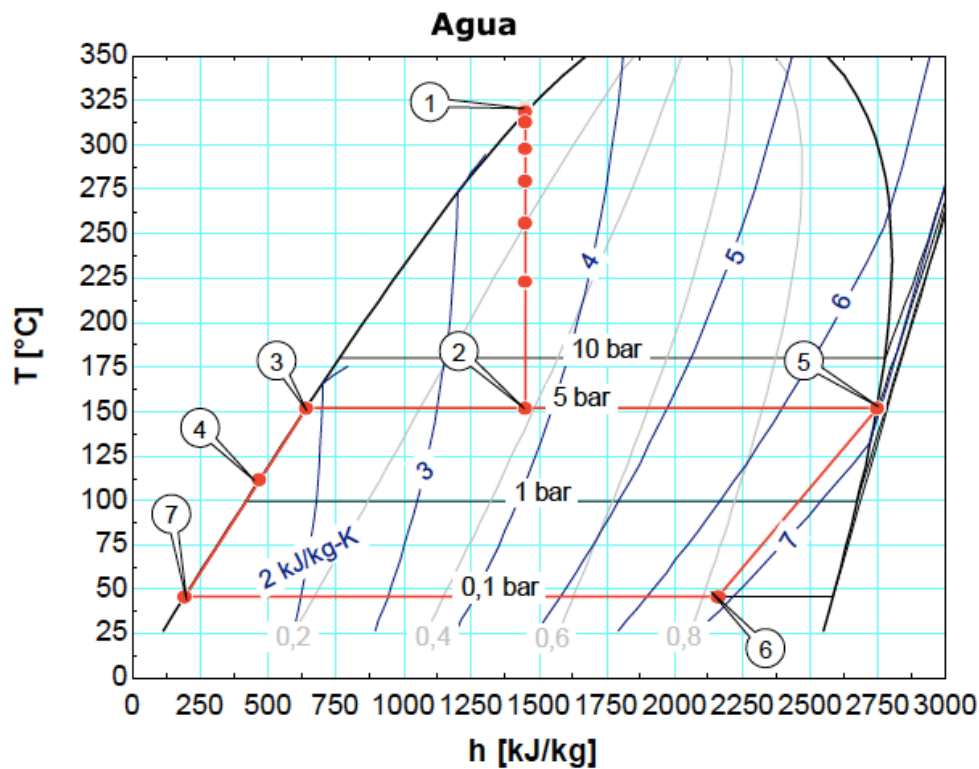


Figura 10. Diagrama T-h de un ciclo ideal de flash simple [24].

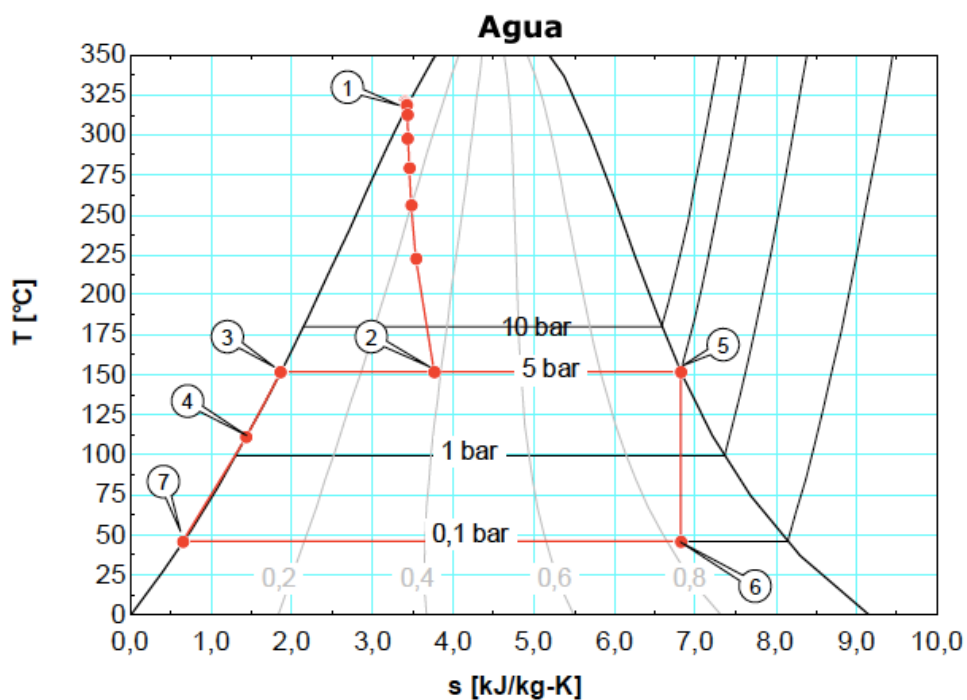


Figura 11. Diagrama T-s de un ciclo ideal de flash simple [24].

La Figura 10 y la Figura 11 muestran qué sucede termodinámicamente:

- Se puede observar como el geofluido de 1 a 2 ya pierde presión debido a las pérdidas por su transporte.
- De la mezcla líquido-vapor, salen del separador la corriente 3 en forma de líquido saturado y la corriente 5 en forma de vapor saturado.
- El vapor a su paso por la turbina (5-6) experimenta un enfriamiento que en este caso se considera isoentrópico (Rendimiento isoentrópico $\rightarrow \eta_s = 1$).

- Tras la condensación isobárica (6-7) el líquido saturado se mezcla con la corriente 3 dando lugar al líquido saturado en 4 a mismas condiciones de presión y distinta temperatura.

De este modo, la potencia generada (\dot{W}_{FS}) por la turbina dependerá de las entalpías en 5 (h_5) y en 6 ($h_{6,s}$), del flujo másico (\dot{m}_5), del rendimiento isoentrópico y de la eficiencia de generación de la turbina (η_g) [23].

$$\dot{W}_{FS} = \dot{W}_{e1} = \eta_{g1} \cdot \eta_{s1} \cdot \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_{6,s}) \quad (1)$$

3.2 FLASH DE DOS ETAPAS O DOBLE

El sistema de flash doble supone una mejora respecto del flash simple ya que incrementa la potencia producida en un 15-25% ante un fluido a las mismas condiciones [9]. Esto es debido a que en lugar de desechar el líquido saliente del primer separador, se lleva a un segundo separador donde se obtiene vapor adicional a baja presión que puede ser aprovechado por una turbina a baja presión en la generación de una potencia extra [25].

La planta resultante es más compleja, más cara y requiere de un mayor mantenimiento. Sin embargo, el aumento de la potencia eléctrica producida justifica la instalación de dichas plantas [9].

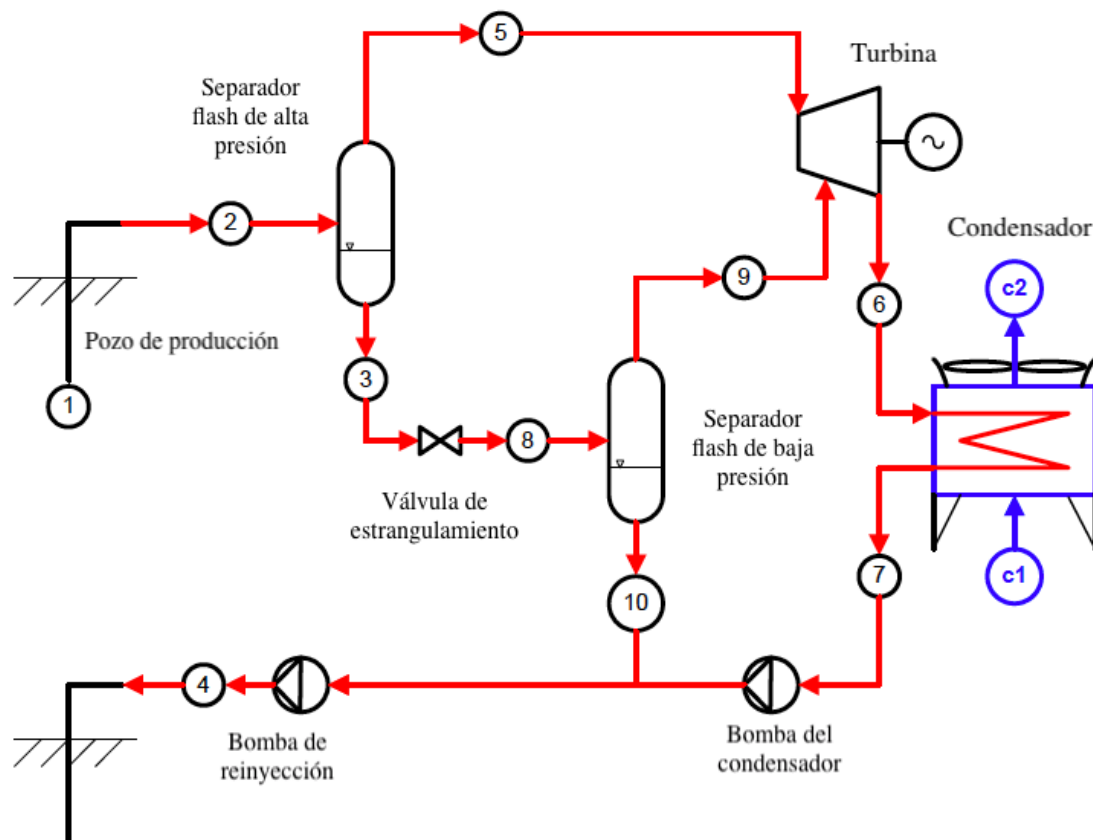


Figura 12. Esquema de un ciclo de flash doble. Adaptado de [24].

Como se puede comprobar en la Figura 12, el ciclo de flash doble es muy similar al de flash simple, pero con la adición de dos dispositivos:

- Una válvula de estrangulamiento, que lleva el líquido saliente en el punto 3 a un descenso de presión que sitúa al fluido en un estado de equilibrio líquido-vapor para entrar en el separador.
- Un segundo separador flash que operará a una presión inferior al primero, pero cuyo funcionamiento es exactamente igual.

Analizando los diagramas de la Figura 13 y de la Figura 14 se comprueba como el proceso de separación y generación son análogos desde el punto 1 al 6 (alta presión) y desde el punto 3 al siguiente al 9, que en la figura no aparece numerado, pero que podemos considerar como punto 10a (baja presión).

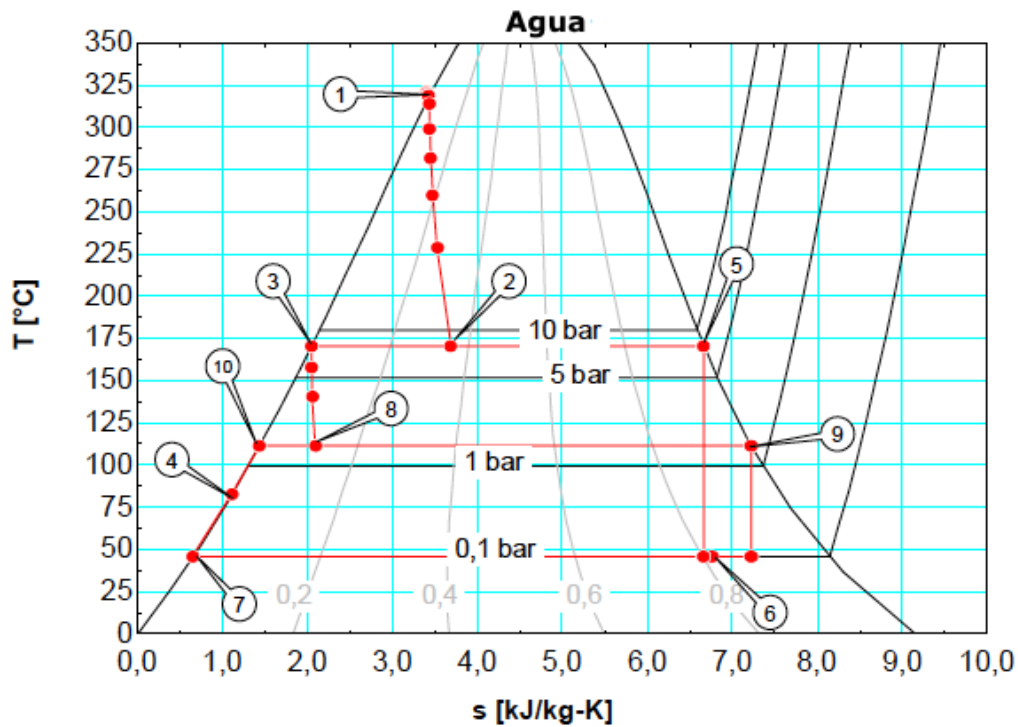


Figura 13. Diagrama T-s de un ciclo ideal de flash doble [24].

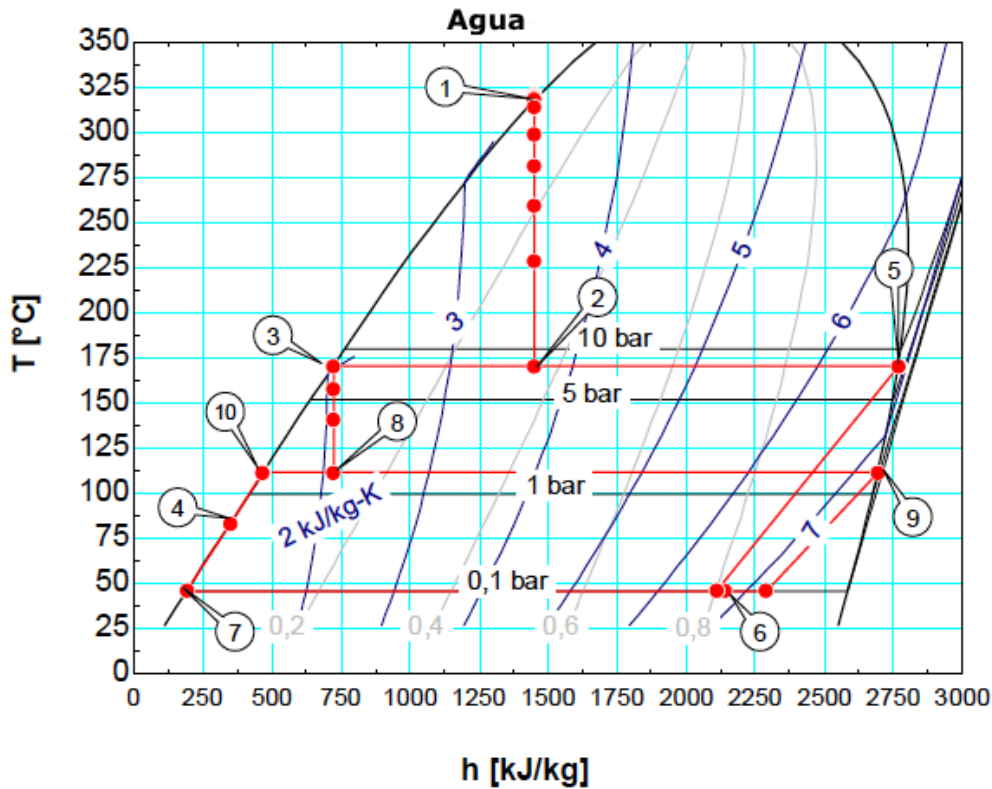


Figura 14. Diagrama T-h de un ciclo ideal de flash doble [3].

De este modo, la potencia generada (\dot{W}_{FD}) en la turbina será la suma de las potencias producidas en los procesos de expansión 5-6 y 9-10a. La potencia generada en la región de baja presión dependerá de la resta de entalpías en 9 (h_9) y 10a ($h_{10a,s}$), multiplicada por su flujo másico, rendimiento y eficiencia correspondientes [23].

$$\dot{W}_{e_2} = \eta_{g_2} \cdot \eta_{s_2} \cdot \dot{m}_9 \cdot (h_9 - h_{10a,s}) \tag{2}$$

$$\dot{W}_{FD} = \dot{W}_{e_2} + \dot{W}_{e_1} \tag{3}$$

3.3 CENTRALES DE VAPOR SECO

Son las plantas geotérmicas más simples ya que utilizan directamente el vapor seco para la producción eléctrica. Requieren de la presencia de yacimientos hidrotérmicos a unas condiciones de temperatura en torno a los 240°C y con unas presiones elevadas.

La potencia instalada en este tipo de instalaciones varía entre los 10 MW y los 120 MW [26]. La relación entre la capacidad productiva y los costes de instalación y mantenimiento hacen de este método el más rentables de todos. Sin embargo, se encuentra limitado por lo poco frecuentes que son los yacimientos mencionados.

El proceso es el mostrado esquemáticamente en la Figura 15. El fluido procedente del subsuelo entra a través del pozo de producción al separador, que en este caso es un secador que trata de eliminar en su practica totalidad la humedad de la corriente que entra a la turbina. La mezcla líquido-vapor que sale de la turbina entra en un condensador. El líquido resultante, es mezclado con el saliente del separador y devuelto al subsuelo a través del pozo de reinyección.

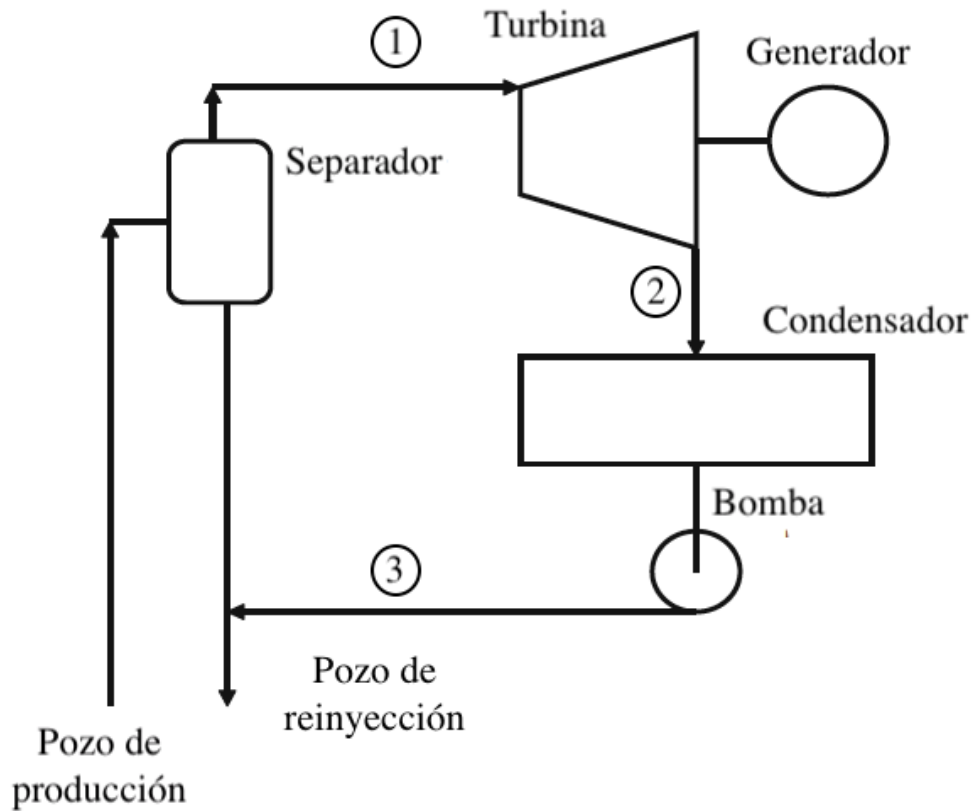


Figura 15. Esquema de un ciclo de vapor seco. Adaptado de [27].

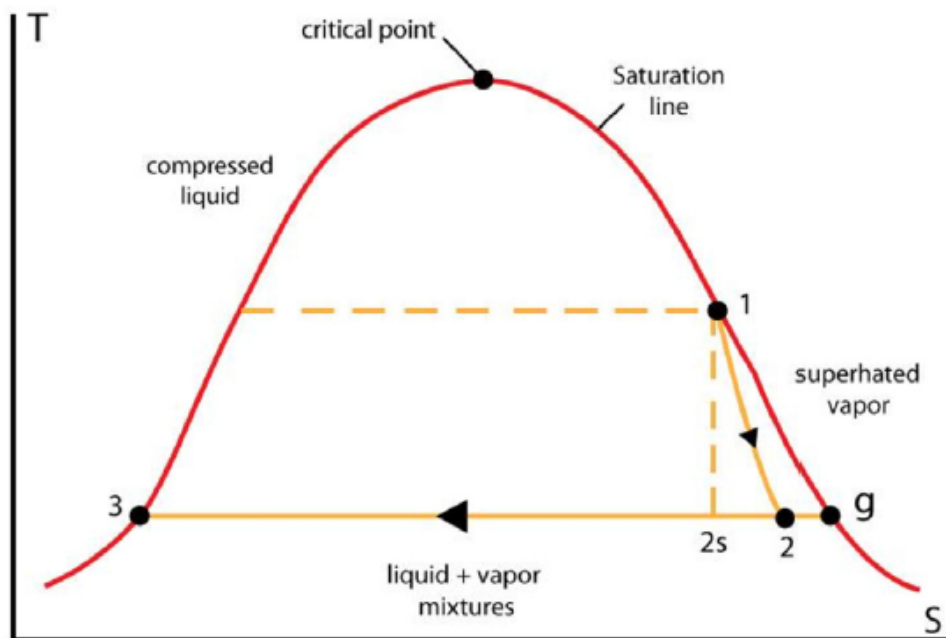


Figura 16. Diagrama T-s de una planta de vapor seco en la que la corriente entrante a la turbina es vapor saturado [23].

La potencia generada en la turbina (\dot{W}_{VS}) responde a la misma fórmula que en el ciclo flash simple:

$$\dot{W}_{VS} = \eta_g \cdot \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \tag{4}$$

3.4 PLANTAS DE CICLO BINARIO

Las plantas geotérmicas de ciclo binario son las más cercanas, termodinámicamente hablando, a las fósiles convencionales y a las plantas nucleares ya que en ellas el fluido de trabajo sigue un ciclo cerrado. El fluido de trabajo será uno u otro en función de las propiedades termodinámicas requeridas [9].

Se recomienda la construcción de las unidades binarias cuando el geofluido presenta bajas temperaturas a la boca del pozo [27]. De este modo el geofluido puede estar a unas temperaturas que varían de los 85°C hasta unos 170°C [23].

La transmisión de calor del geofluido al fluido de trabajo se realiza mediante un intercambiador de calor en el cual es muy importante la longitud de sus tubos. La Figura 17 muestra como el fluido de trabajo se precalienta (puntos 4-3), se evapora en longitudes comprendidas entre el punto 3 y punto 2, y se sobrecalienta en el tramo 2-1. Por su parte, el geofluido se enfría sin presentar cambio de fase [27].



Figura 17. Diagrama Longitud (L)-Temperatura (T) del intercambiador de calor principal. Adaptado de [27].

Una de las ventajas de este sistema frente a las tecnologías flash es que tiene un mayor rendimiento exergético del fluido geotérmico. Otras ventajas son el empleo de turbinas e intercambiadores de calor más pequeños y que no existe posibilidad de que entren líquidos no condensables en la turbina. En cuanto a los inconvenientes: el intercambiador de calor y la turbina son más costosos y debido a las bajas temperaturas se pueden producir incrustaciones en el intercambiador (generalmente de carbonato de calcio) que pueden interrumpir y dar problemas en el funcionamiento de la planta [27].

3.4.1 CICLO BINARIO ORC BÁSICO

Un *Organic Rankine Cycle* (ORC) es un ciclo de Rankine en el que el fluido empleado en la turbina es un fluido orgánico de elevado peso molecular y un bajo punto de ebullición que da lugar a un cambio de fase a temperaturas menores.

El geofluido, cuyo camino se expresa en rojo en la Figura 18, sale del pozo de producción, generalmente ayudado de una bomba y aporta el calor de precalentado, vaporización y sobrecalentamiento [28].

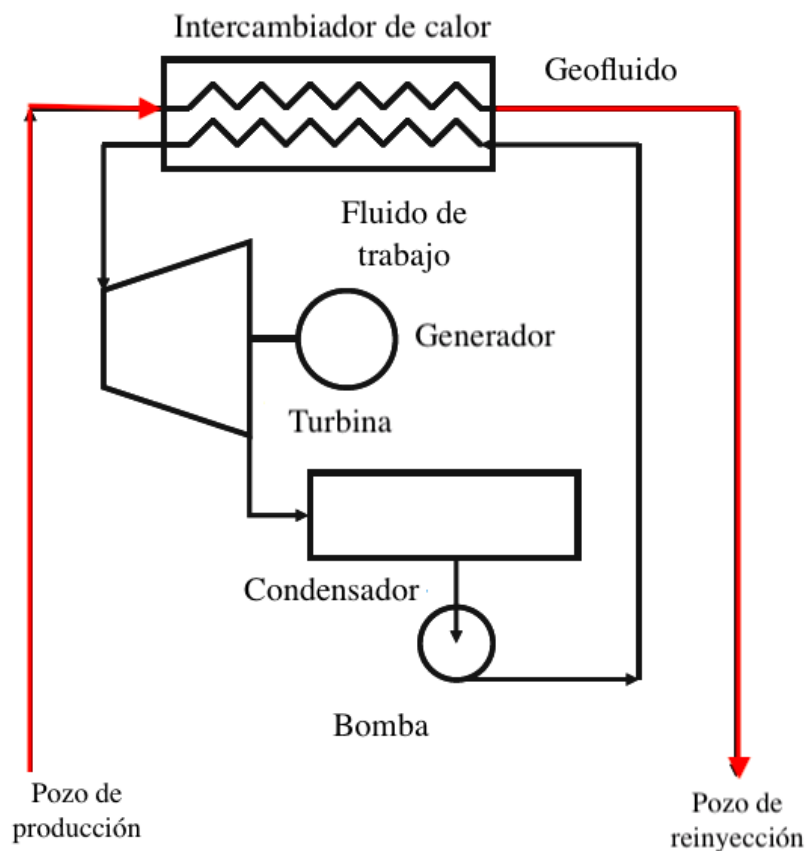


Figura 18. Ciclo binario ORC básico simplificado. Adaptado de [27].

Por su parte, tras ser utilizado en la generación, el fluido de trabajo es llevado a un condensador (que en este caso está enfriado por aire) donde condensa y mediante una bomba es llevado de nuevo a los intercambiadores.

El intercambio de calor debe ser lo suficientemente elevado como para que el fluido de trabajo alcance el estado del punto 1 en la Figura 19, pero evitando que el fluido geotérmico llegue a una temperatura demasiado baja que genere las incrustaciones comentadas anteriormente.

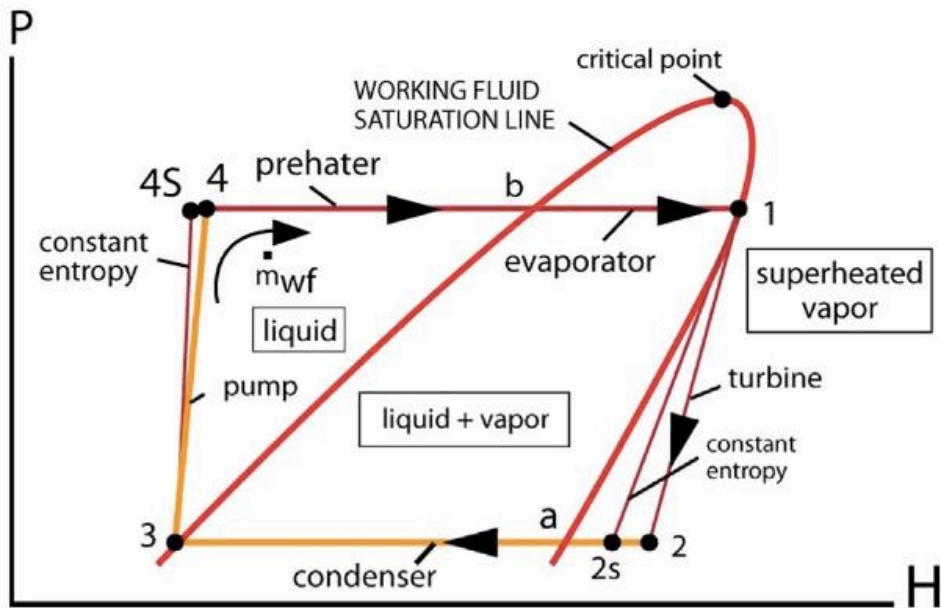


Figura 19. Diagrama Presión-Entalpía de un ciclo ORC básico [23].

3.4.2 CICLO BINARIO ORC RECUPERATIVO

Con el objetivo de aumentar la eficiencia de la planta se introduce un intercambiador de calor a la salida de la turbina, de tal modo que con la corriente saliente de la misma se precalienta la corriente a la entrada del intercambiador.

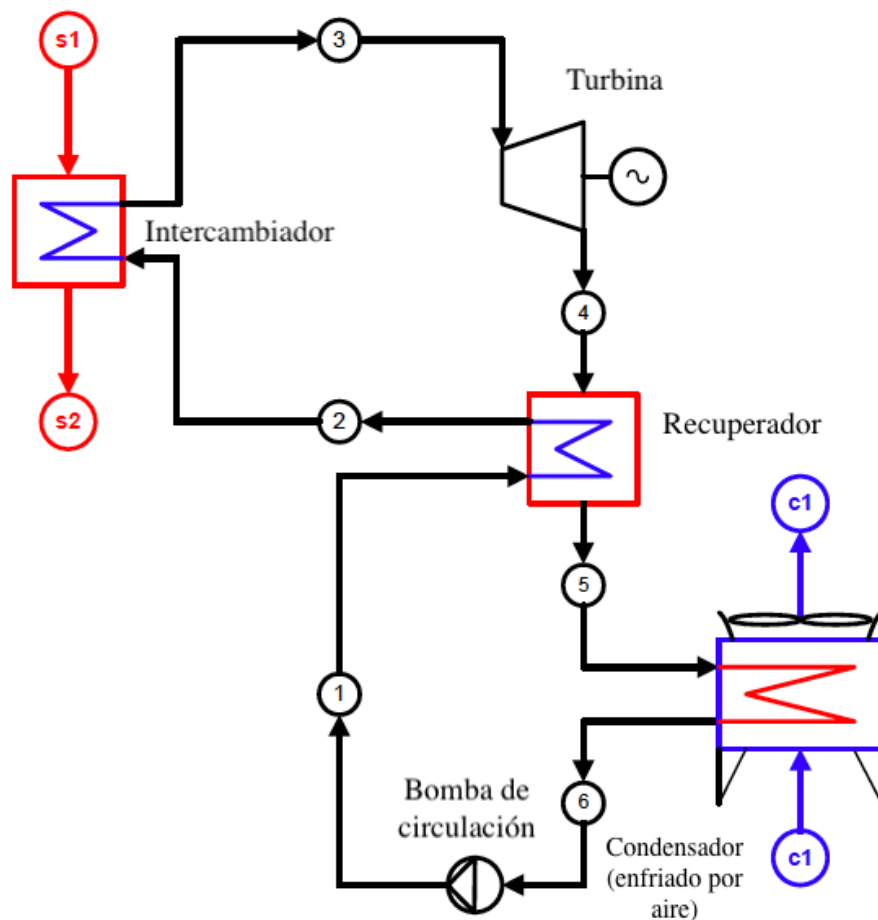


Figura 20. Esquema de un ciclo binario ORC recuperativo. Adaptado de [24].

La incorporación de un recuperador hace que el fluido de trabajo salga del intercambiador a una temperatura superior. Esto asegura unas temperaturas superiores de salida del fluido geotérmico, reduciendo el peligro de incrustaciones. Por otra parte, se consigue un enfriamiento del fluido saliente de la turbina y por lo tanto la reducción de las necesidades de condensación [24].

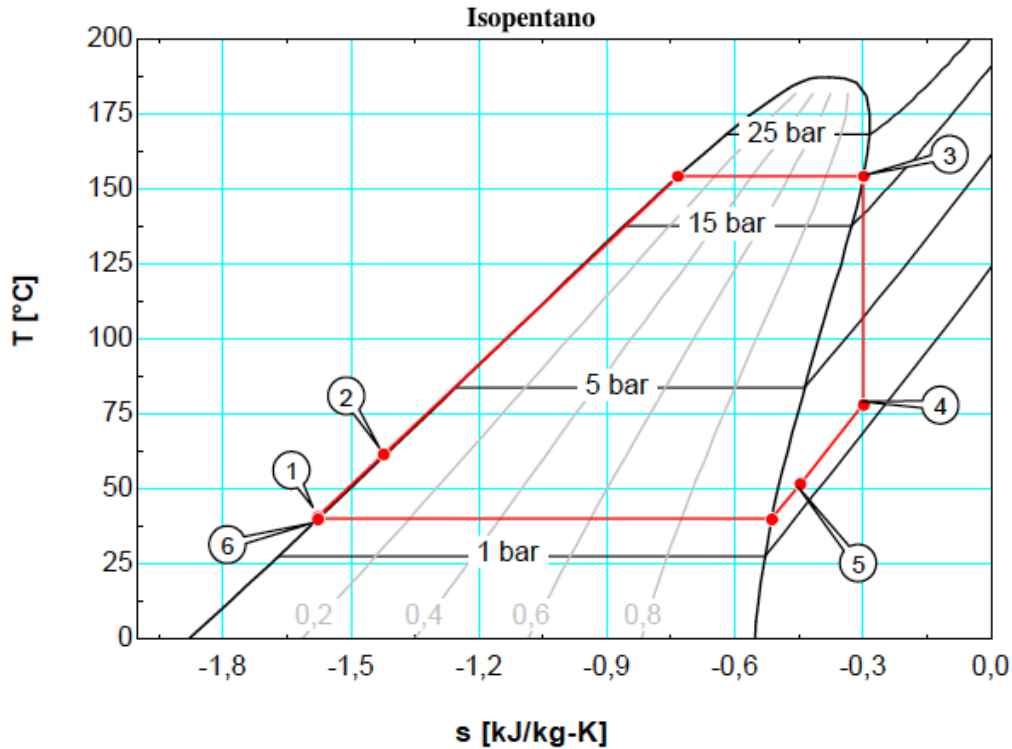


Figura 21. Diagrama T-s del ciclo ORC ideal del isopentano [24].

3.4.3 CICLO BINARIO DE PRESIÓN DUAL

Se introduce este ciclo con el objetivo de reducir las pérdidas termodinámicas originadas durante el intercambio de calor entre el geofluido y el fluido de trabajo. Se denomina de presión dual porque tiene dos etapas de precalentamiento, evaporación y generación: una a baja y otra a alta presión [9].

Los vapores de baja y alta presión pueden emplearse en la generación eléctrica para turbinas de alta y baja que pueden estar juntas (Figura 22) o separadas. En el caso de las turbinas juntas, el vapor saliente del evaporador a baja presión se mezcla con el que sale de la turbina a alta presión y que está ligeramente expandido. El diagrama resultante es el que puede observarse en la Figura 23.

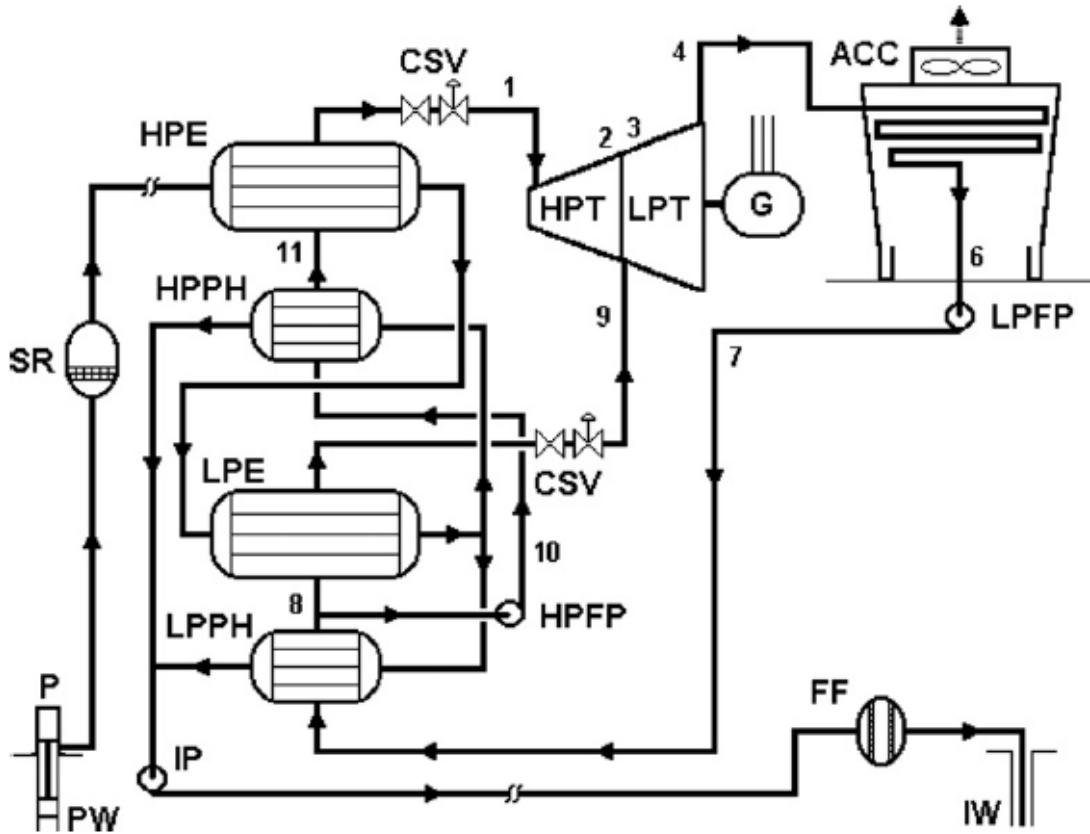


Figura 22. Esquema simplificado de una planta de ciclo binario ORC de presión dual [9].

(PW: Pozo de producción, IW: Pozo de inyección, SR: Eliminador de arena, HPE: Evaporador de alta presión, LPE: Evaporador de baja presión, HPPH: Pre calentador de alta presión, LPPH: Pre calentador de baja presión, IP: Bomba de inyección, FF: Filtro final, CSV: Válvula de control y parada, HPT: Turbina de alta presión, LPT: Turbina de baja presión, G: Generador, ACC: Condensador enfriado por aire, LPFP: Bomba de alimentación de baja presión, HPFP: Bomba de alimentación de alta presión).

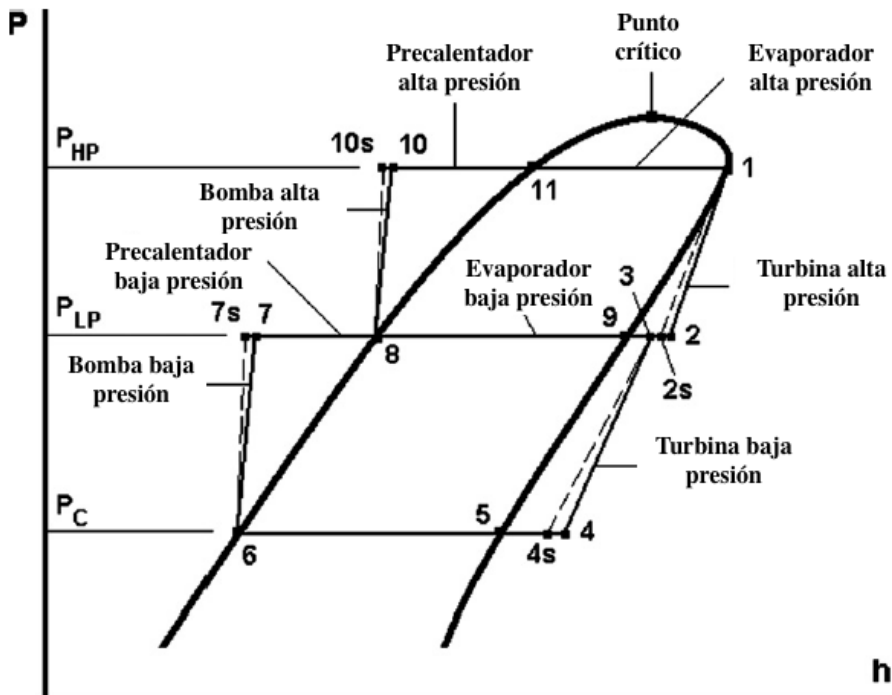


Figura 23. Diagrama P-h de un ciclo binario ORC de presión dual [9].

3.4.4 CICLO BINARIO DE DOS FLUIDOS

En este sistema se dispone de dos fluidos de trabajo que operan siguiendo ciclos de Rankine entrelazados. Como se puede apreciar en la Figura 24, el fluido a la salida de la turbina de alta presión se emplea en el evaporador del fluido de baja presión (E2). El evaporador del fluido de alta presión (E1), el precalentador de alta presión (PH1) y el precalentador del fluido a baja presión (PH2) son calentados mediante el fluido geotérmico, que es devuelto al subsuelo tras su paso por PH2.

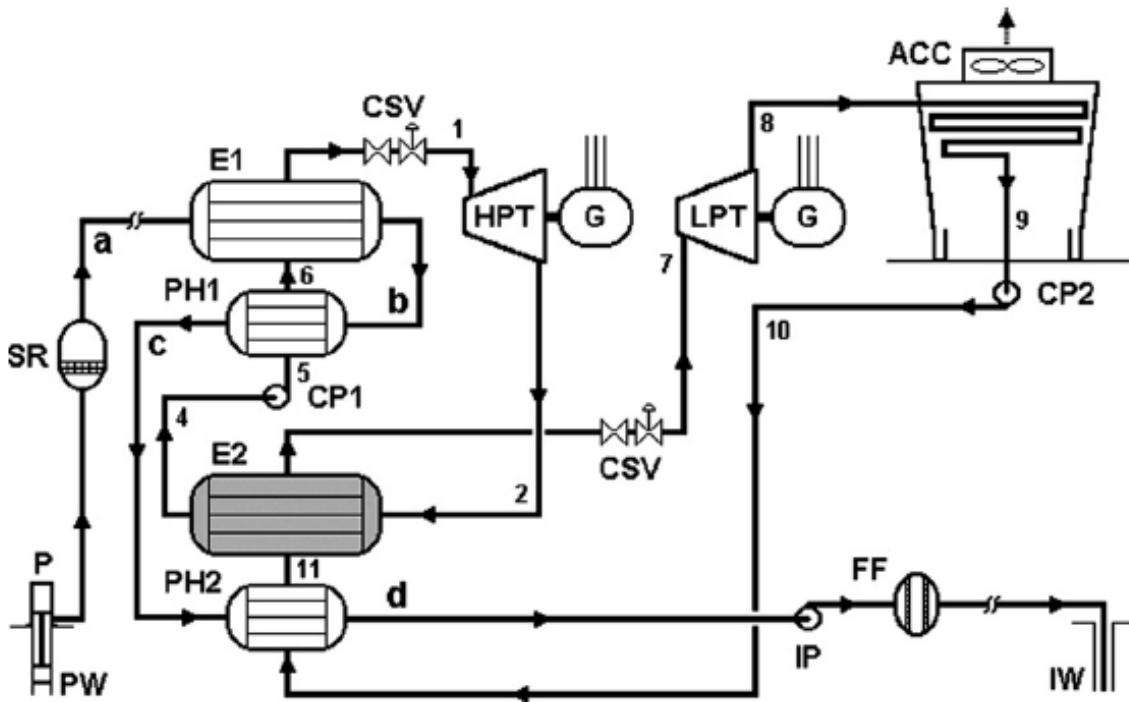


Figura 24. Esquema de un ciclo binario de dos fluidos con recuperador de calor [9].

En el diagrama T-s de la Figura 25 se pueden observar dos ORC para cada fluido. Lo más interesante es el punto ya comentado de intercambio de calor. Es en ese intercambio en el que el fluido 1 al condensar (3-4) libera calor, que es aprovechado por el fluido 2 en su evaporación (12-7).

Se consigue con esto dos cosas:

- Aprovechar el calor liberado por el fluido 1, que de otro modo sería desaprovechado, aumentando así la eficiencia del proceso.
- Disminuir las necesidades de condensación y los costes derivados de la misma.

Este diseño requiere de un estudio minucioso de los fluidos adecuados, junto con la optimización de las presiones y temperaturas a las que trabajan.

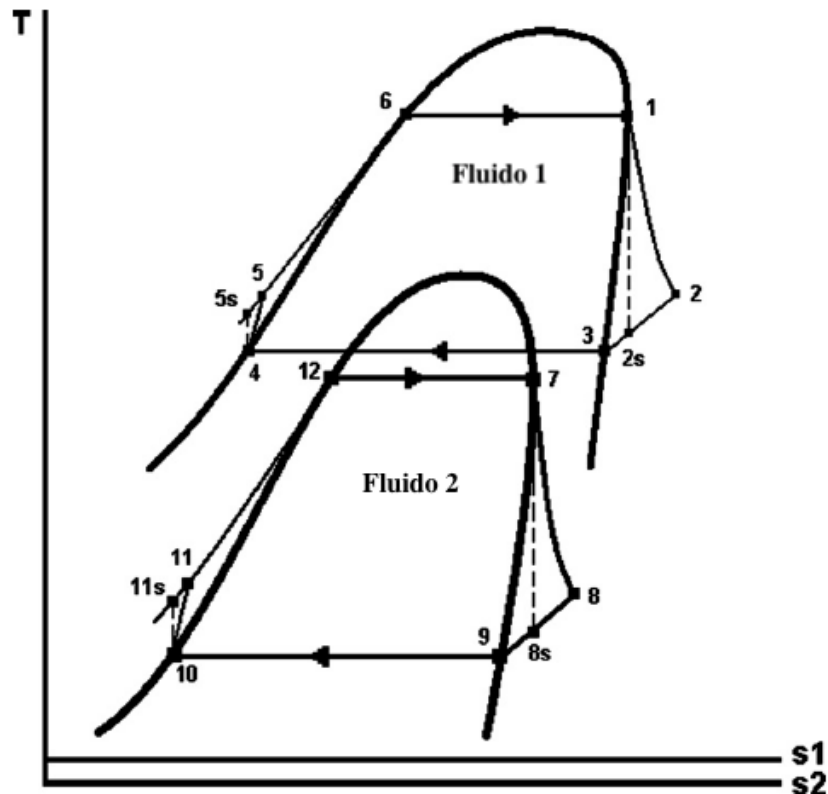


Figura 25. Diagrama T-s de un ciclo binario de dos fluidos [9].

3.4.5 CICLO KALINA

El ciclo Kalina es un tipo de ciclo binario patentado por Alexander Kalina en 1982. La mejora que incorpora frente a los ciclos binarios citados con anterioridad consiste en emplear como fluido de trabajo una mezcla de agua y amoníaco. El proceso de cambio de fase de la mezcla conlleva el paso de un estado de agregación a otro junto con la absorción/separación de las moléculas de amoníaco de las de agua [24].

La evaporación y la condensación en esta mezcla ocurren por lo tanto a temperaturas variables. Se logra mejorar el rendimiento termodinámico en los intercambiadores de calor al reducir las irreversibilidades en el intercambio, derivadas de una diferencia de temperaturas finita [9].

En la Figura 26 se muestra un ejemplo de ciclo Kalina saturado. Está saturado porque no hay sobrecalentamiento. El fluido que sale del vaporizador lo hace en una mezcla bifásica líquido-vapor para así maximizar la temperatura de salida de la corriente calentada. Es en el vaporizador donde se emplea el fluido geotérmico (s_1-s_2).

Se emplea un separador para obtener el vapor rico en amoníaco, por un lado, que irá a la turbina y el líquido pobre en amoníaco por otro, que se empleará en los recuperadores. Tras el enfriamiento en los recuperadores, la corriente de rica en amoníaco pasa al condensador.

La presencia de recuperadores, ayuda al precalentamiento de la mezcla condensada a la vez que enfría el vapor saliente de la turbina, consiguiendo así un mayor aprovechamiento del calor y disminuyendo los requerimientos térmicos de condensación.

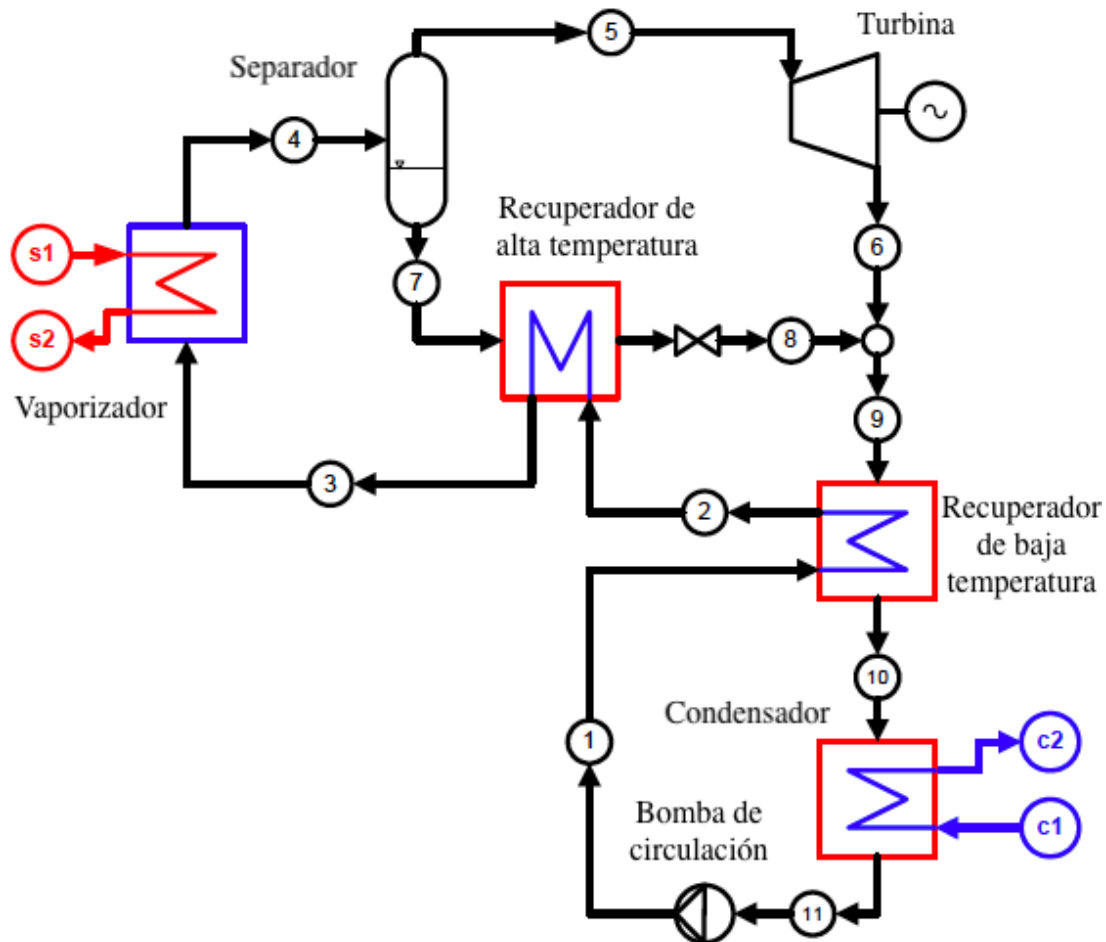


Figura 26. Esquema de un ciclo Kalina saturado [24].

La instalación es más compleja que la del resto de plantas de ciclo binario, sobre todo cuando se emplean las columnas de destilación para variar la composición de la mezcla [9]. Asimismo, los intercambiadores de calor utilizados son más costosos. Esto se contrarresta con que requiere de un condensador más simple y con una mayor eficiencia resultante que da lugar a un menor coste operativo.

3.4.6 FLUIDOS DE TRABAJO EMPLEADOS

Como se puede observar en la Tabla 3, los fluidos empleados presentan temperaturas y presiones críticas muy inferiores a las del agua. Esto les hace óptimos para su uso en los yacimientos ya citados.

Tabla 3. Fluidos de trabajo más empleados [1], [2].

Fluido	Fórmula	Peso Molecular (kg/kmol)	Temperatura Crítica (°C)	Presión Crítica (MPa)
Propano	C_3H_8	44,09	96,9	4,24
Isobutano	$i - C_4H_{10}$	58,12	135,9	3,69
Butano	C_4H_{10}	58,12	150,8	3,72
Isopentano	$i - C_5H_{12}$	72,15	187,8	3,41
Pentano	C_5H_{12}	72,15	193,9	3,24
Amoniaco	NH_3	17,03	133,6	11,63
Agua	H_2O	18,02	374,1	22,09

3.5 SISTEMAS HÍBRIDOS

Los ciclos comentados a lo largo del punto anterior se combinan frecuentemente con el objeto de incrementar la eficiencia de la planta, resultando en diseños más complejos [24]. A continuación, se describen tres ejemplos que por su frecuencia (combinación de sistemas flash simples y dobles y de sistemas flash-binarios) o por su interés como alternativa a los combustibles fósiles (sistemas híbridos solares y geotérmicos) merecen ser destacados.

3.5.1 SISTEMAS COMBINADOS FLASH SIMPLE-DOBLE

La Figura 27 muestra un ejemplo de planta de generación mediante la unión de dos unidades de flash simple y una unidad de flash doble. Esta unión es sinérgica ya que se aumenta la potencia producida para una misma cantidad de fluido empleado.

Por otro lado, se observa que si las unidades estuviesen separadas, el fluido geotérmico requerido sería superior, al necesitar un mayor número de pozos que alimentasen la planta de flash doble [29].

Las plantas de Cerro Prieto I en Méjico y de Ahuachapán en El Salvador, son ejemplos de plantas en las que se añade un doble flash a los flash simples instalados. El resultado en ambos casos fue un incremento con éxito la potencia final generada.

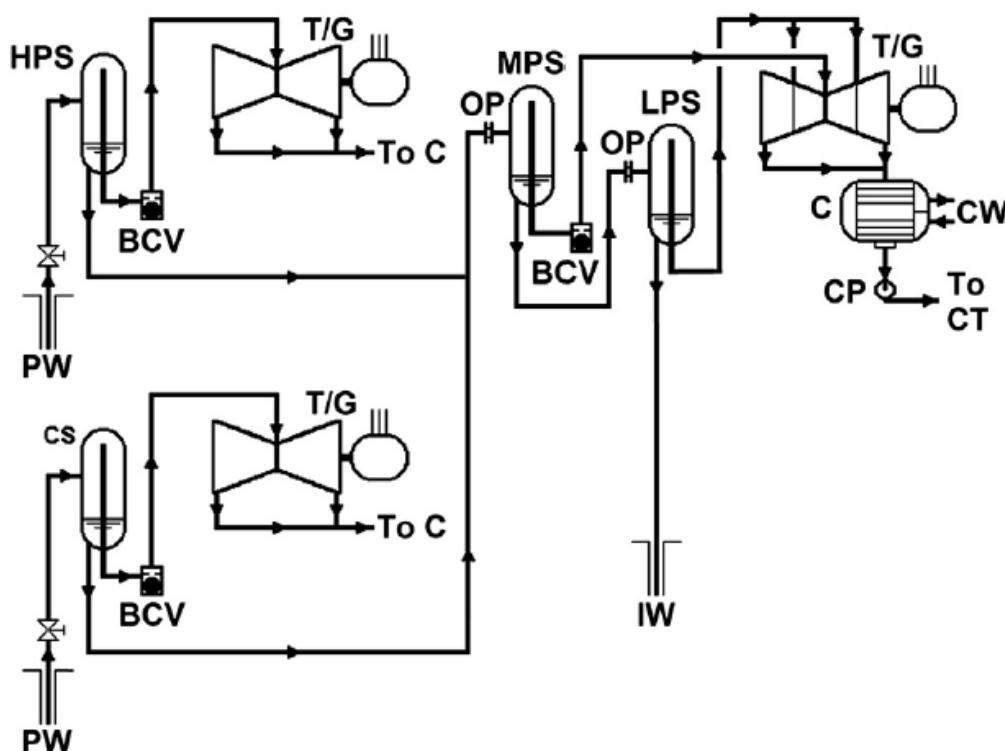


Figura 27. Esquema de un sistema combinado flash simple-doble [29].

(HPS-MPS-LPS: Separador de Alta-Media-Baja presión, CS: Separador de ciclón, BCV: Válvula de bola de retención, T/G: Turbina/Generador, C: Condensador, CT: Torre de enfriamiento, OP: Placa de orificio, CW: Agua de enfriamiento, CP: Bomba del condensado).

3.5.2 SISTEMAS FLASH-BINARIOS

Al igual que en el caso anterior, se aprovecha el calor del líquido que se separa en la primera etapa. En este caso, es llevado a un intercambiador donde se calienta un fluido de trabajo en un ORC.

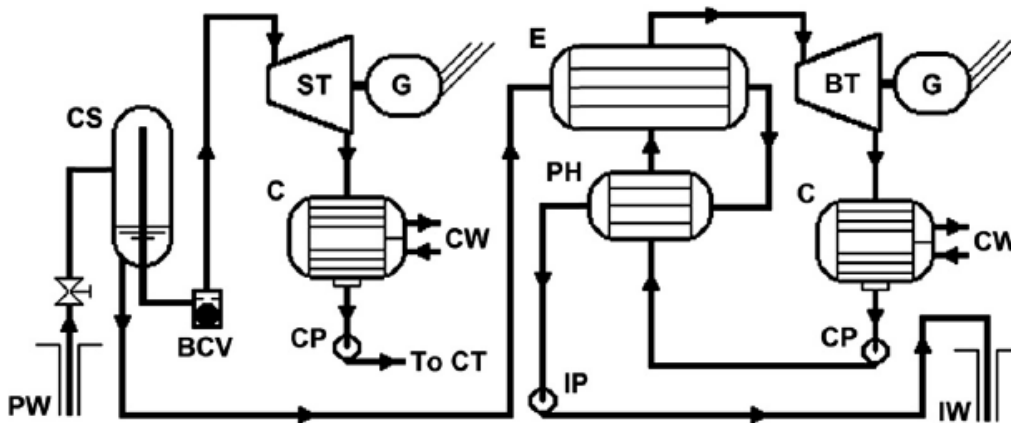


Figura 28. Esquema de un sistema combinado flash-binario [29].

(ST: Turbina de vapor, BT: Turbina binaria).

Existen ejemplos de estos sistemas en la planta de Miravalles en Costa Rica o en las plantas de Brady Hot Springs, Beowave, Steamboat Hills y Dixie Valley en Estados Unidos [29]. En ellas se consigue aprovechar el líquido que abandona el separador ya que, de no haber existido el ciclo binario, habría sido devuelto al subsuelo.

3.5.3 SISTEMAS HÍBRIDOS SOLARES Y GEOTÉRMICOS

Los sistemas híbridos solares-geotérmicos son una combinación prometedora de energías renovables. La unión de estas dos fuentes energéticas logra aumentar la eficiencia en la generación eléctrica de las centrales geotérmicas y es especialmente útil para corregir aspectos como la intermitencia de la energía solar o para lograr calentar el geofluido de yacimientos a temperaturas bajas o moderadas [30].

Se puede clasificar este tipo de sistema en cuatro grandes grupos [30]:

- **Configuración de precalentamiento solar.** En esta configuración, la energía solar es empleada para el precalentamiento del fluido de trabajo. Este precalentamiento puede ser haciendo pasar directamente el fluido de trabajo a través de los colectores solares o indirectamente a través de un intercambiador de calor.
- **Configuración de sobrecalentamiento solar.** Opera del mismo modo que la configuración anterior, con la diferencia de que la energía solar se emplea para llevar a condiciones de sobrecalentamiento al fluido de trabajo.

Ambas configuraciones anteriores pueden englobarse dentro de una misma categoría en la que la energía solar es empleada para el calentamiento del fluido que pasará a través de la turbina. Un ejemplo por tanto sería la Figura 29, en la que se puede observar como a través de concentradores solares parabólicos se calienta el fluido geotérmico, que a su vez es el que aporta la energía térmica al ciclo binario.

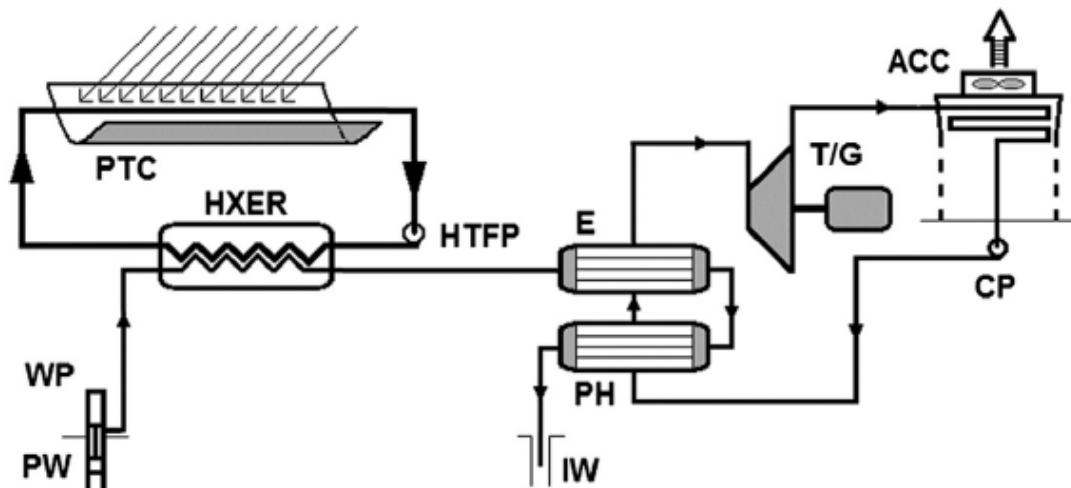


Figura 29. Esquema de un sistema híbrido solar-geotérmico de [29].

(PTC: Colector solar parabólico, HXER: Intercambiador de calor, HTFP: Bomba del fluido de intercambio de calor).

- **Configuración de precalentamiento geotérmico.** La energía del subsuelo es empleada para precalentar el agua alimentada a la planta solar, que genera la electricidad a través de un ciclo Rankine de vapor de agua.
- **Otros conceptos emergentes.** Existen otros tipos de sistemas híbridos entre los que destaca un proyecto propuesto en 2018 [31] consistente en la adición de un sistema de generación por medio de un ciclo Rankine de vapor de agua calentado mediante una instalación de concentradores solares parabólicos, a una planta de ciclo binario ya existente. Este es un sistema distinto a los anteriores porque no necesita de la modificación de las condiciones de diseño de la central geotérmica.

El resultado se representa en la Figura 30. En ella se puede observar como la planta solar alimenta vapor de agua a la turbina del *Steam Topping Cycle* a unas condiciones de temperatura superiores. El vapor sale de esta turbina y entra en el condensador, muy importante en este diseño ya que enfría el vapor del ciclo superior a la vez calienta el fluido geotérmico.

A través del intercambio de calor se consigue mejorar las condiciones del fluido saliente del pozo de producción. Tras abandonar el condensador, el geofluido entra en el evaporador empleado en el ciclo binario. En este caso, el ciclo binario opera con el refrigerante R-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano).

A continuación, se definen algunas de las ventajas de los sistemas híbridos solares-geotérmicos [30]:

- Incrementa la temperatura del fluido geotérmico o el porcentaje de vapor que presenta.
- Como consecuencia de lo anterior mejora la eficiencia de las plantas geotérmicas.
- Aumenta la capacidad de generación y la potencia final generada.
- Posibilita el empleo de recursos geotérmicos que sin la hibridación no se podrían utilizar con fines de generación eléctrica.
- Minimiza el efecto de la intermitencia de la energía solar y permite satisfacer picos de demanda.
- Optimiza el uso del terreno al juntar en un mismo emplazamiento la utilización de dos recursos diferentes. Para la misma potencia de salida, las plantas solares necesitan ocupar mayores superficies.
- Al incrementar las temperaturas, disminuyen el riesgo de obstrucción de los aparatos por precipitación de sales o acumulación de insolubles.

- Reducen la incertidumbre que generan las instalaciones geotérmicas debido a la disminución en el rendimiento de los pozos.

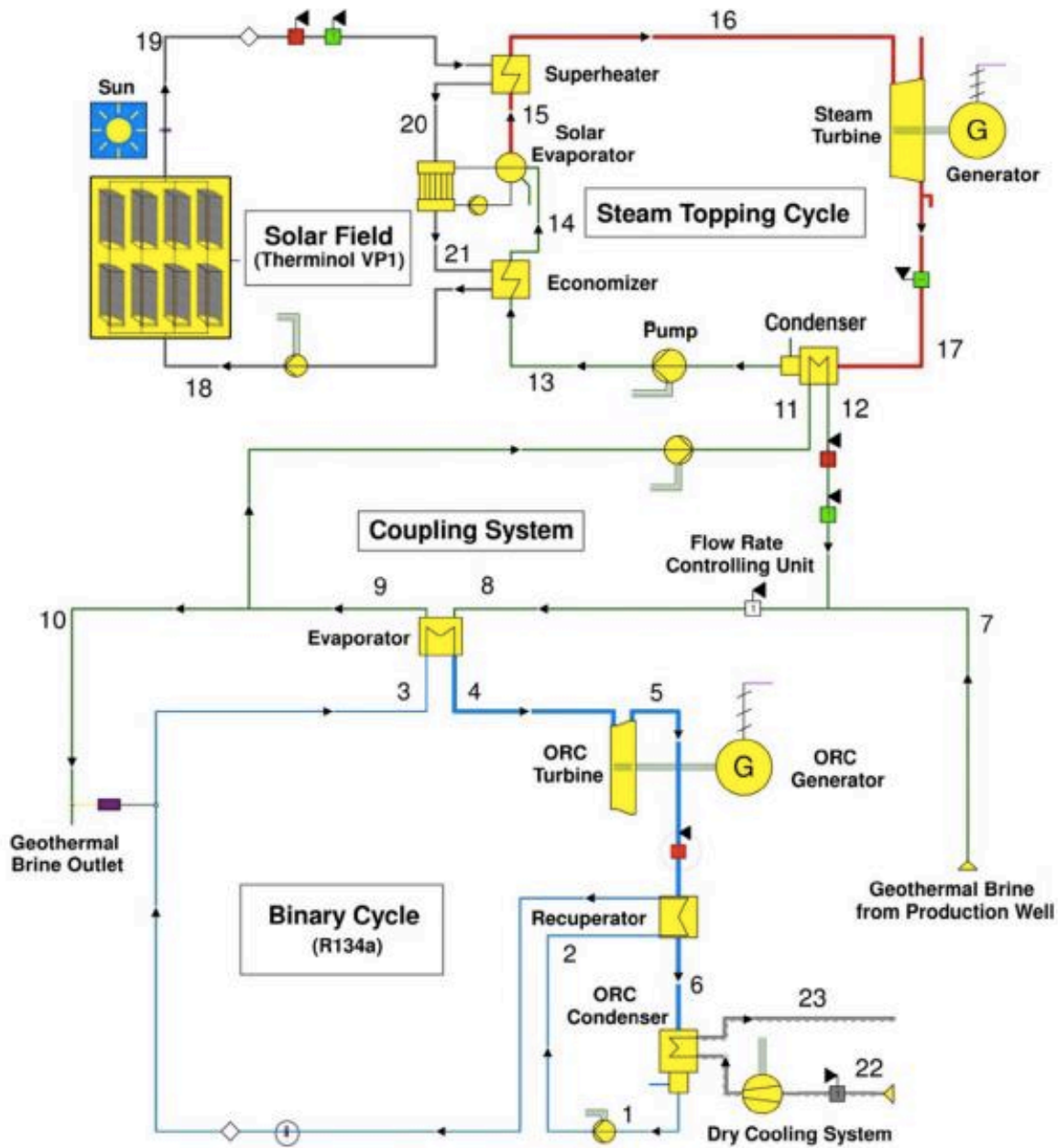


Figura 30. Diagrama esquemático de una planta híbrida solar-geotérmica [31].

En contrapartida, estos sistemas también presentan algunas desventajas como [30]:

- Un aumento en la complejidad de su diseño que hace que aumenten la dificultad y el coste del mantenimiento de los equipos que los integran.
- El requerimiento de un monitoreo constante del porcentaje de flujo que emana del pozo de producción en función de la capacidad térmica de la instalación solar. Esto aumenta también la complejidad operativa.
- Cuanto menor sea la presión y temperatura del geofluido, se requiere una mayor capacidad de generación de la planta solar, que incrementará su coste.

Analizando las ventajas y desventajas se puede deducir como, bien empleada, esta hibridación mejora las características de ambos sistemas respecto a si operasen por separado y constituye una alternativa real y competitiva frente a los combustibles fósiles.

3.6 GEOTERMIA PARA USOS TÉRMICOS

La geotermia para usos no eléctricos emplea directamente la energía calorífica del geofluido en un sinfín de aplicaciones, bajo unas temperaturas que oscilan desde los 10°C hasta los 150°C aproximadamente [23].

Cuando estos recursos geotérmicos se encuentran cerca de los núcleos urbanos se emplea para el calentamiento de distritos enteros de hogares y negocios. A esta práctica se la denomina *district heating* y se emplea con éxito en numerosos países como Islandia, Japón, Nueva Zelanda o Estados Unidos [27].

El funcionamiento del *district heating* se muestra en Figura 31 y consiste en hacer pasar el fluido geotérmico por un intercambiador de calor donde transfiere el calor al fluido secundario, que generalmente es agua limpia. Esta se distribuye a través de tuberías a los distritos, aprovechando así su poder calorífico [27].

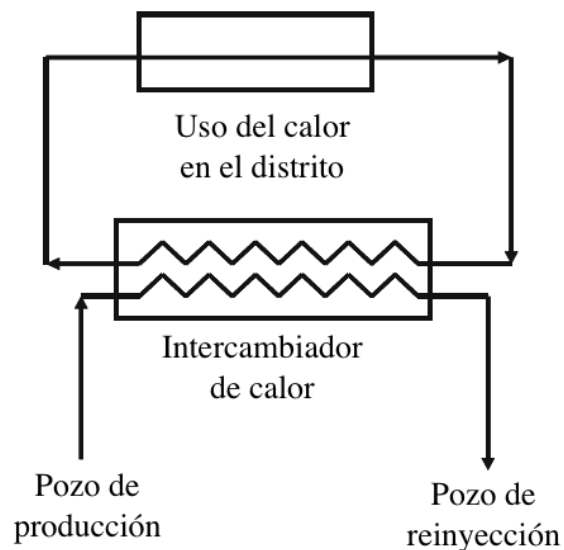


Figura 31. Esquema del funcionamiento del *district heating* geotérmico [27].

Requieren mención las instalaciones que aportan calor a la vez que generan electricidad, es decir, las plantas con sistemas de cogeneración. En ellas, el contenido térmico, bien en forma de calor desaprovechado o de geofluido después de su utilización en el proceso de generación, se emplea en aplicaciones de uso directo [23].

Existe una forma de cogeneración denominada aplicación en cascada, consistente en aprovechar todo el poder calorífico posible de un mismo fluido geotérmico en función de la temperatura a la que se encuentre. De este modo, el fluido que sale del pozo de producción se emplea en la generación eléctrica al mismo tiempo que se aprovecha en diferentes usos como procesos de secado e hidratación, bombas de calor, piscifactorías o piscinas termales para usos recreativos [23].

Un ejemplo de las aplicaciones en cascada es el Resource Park emplazado en Svartsengi, Islandia. A través de la explotación de sus yacimientos, abastece energéticamente a las siguientes instalaciones [32]:

- Emplazamientos de producción de electricidad (75 MWe) y de calor (150 MW) interconectados.
- Planta depuradora.
- Instalación de desarrollo de maquinaria y procesos de la planta de generación.

- Centros de investigación (producción de silicio, investigación sobre la erosión, cultivos de algas, biotecnología, etc.).
- Piscina termal de uso público.
- Clínica de baños termales.
- Fábrica de cosméticos.
- Planta de producción de proteínas a partir del cultivo de cebada en invernaderos.
- Planta de producción de metanol.

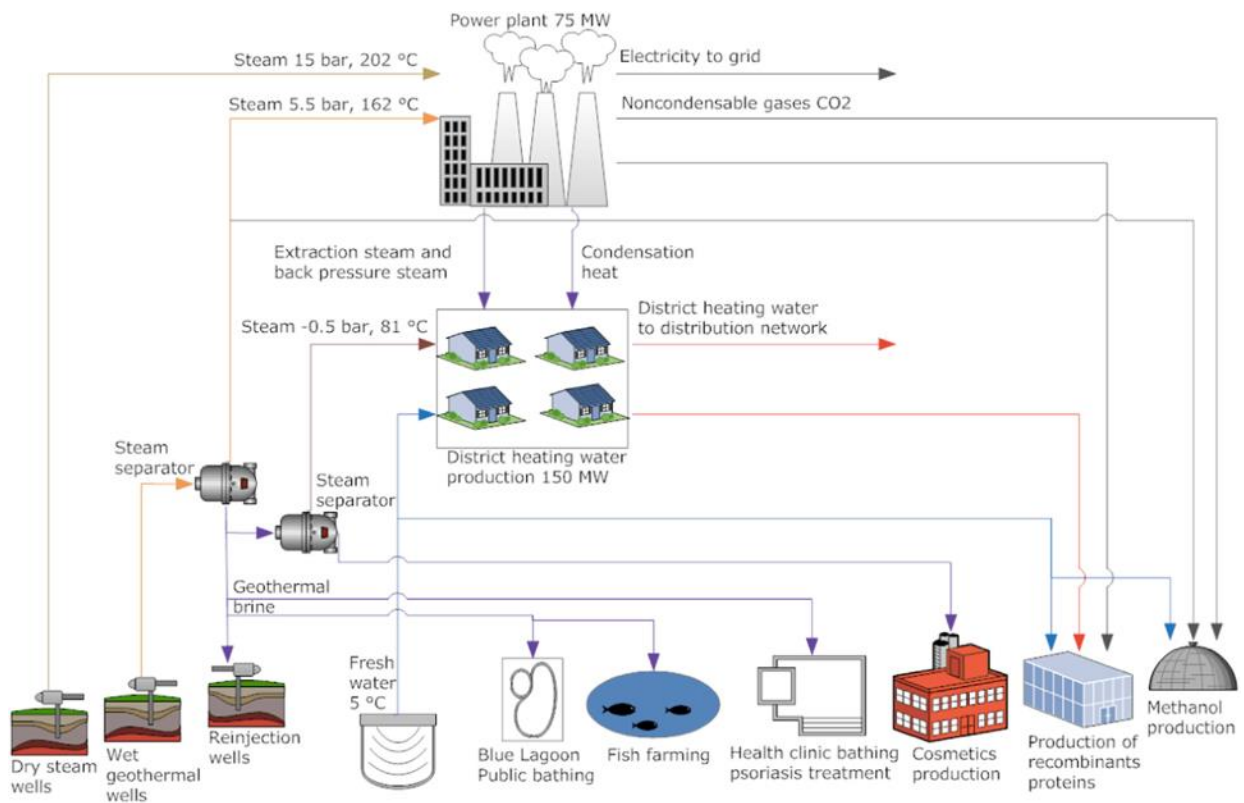


Figura 32. Aplicación en cascada de los recursos geotérmicos en el "Blue Lagoon, Svartsengi Resource Park" en Islandia [23].

CAPÍTULO 4

SOFTWARE C.O.C.O. Y METODOLOGÍA

4. SOFTWARE C.O.C.O. Y METODOLOGÍA

4.1 COCO SIMULATOR

4.1.1 DEFINICIÓN Y COMPONENTES

El software COCO (Cape-Open to Cape Open) SIMULATOR es un simulador de uso libre y gratuito utilizado para simular procesos industriales en estado estacionario. Se compone de los siguientes paquetes [33]:

- **COFE (Cape-Open Flowsheet Environment):** es una interfaz gráfica de usuario empleada para la construcción y el diseño de los procesos. Dispone de un algoritmo de solución secuencial empleando corrientes automáticas. A través de COFE se pueden ver las propiedades de las corrientes en varias unidades, que se pueden modificar de manera intuitiva.
- **TEA (Thermodynamics for Engineering Applications):** se basa en el código de la librería termodinámica *ChemSep* e incluye un banco de datos de más de 430 compuestos químicos de uso común. También posee más de 100 métodos de cálculo de las propiedades termodinámicas.
- **COUSCOUS:** consiste en un paquete simple que posee unidades de operaciones y que viene incluido en COCO. Contiene unidades como separadores, mezcladores, intercambiadores de calor, bombas, reactores, etc.
- **CORN (CAPE-OPEN Reaction Numerics):** está incluido en COCO y facilita especificar el tipo de reacción cinética o de equilibrio para el cálculo numérico en reactores. Contiene reactores simples, como reactores de conversión, CSTR y reactores de flujo pistón.

Además de estos paquetes, el software incluye una serie de complementos, de los cuales es preciso destacar **WATER** que es un paquete de propiedades para el cálculo de corrientes de agua y vapor. Está basado en el estándar industrial IAWPS-97 de propiedades del agua y del vapor [33].

4.1.2 VENTAJAS Y DESVENTAJAS

A continuación, se plantean algunas de las ventajas e inconvenientes del software:

- **Ventajas.**

Es un programa de código libre. Esto quiere decir que se puede acceder de manera gratuita al programa con fines didácticos y de investigación, pero también al código del mismo para optimizarlo, incluir otras unidades de operaciones, procesos, etc.

Dispone de una librería de componentes amplia y que para la realización de este trabajo es suficiente. Es además un programa con una interfaz muy intuitiva, disponiendo de un icono de ayuda que en la mayoría de los casos resulta muy útil.

Permite volcar tanto datos como resultados de manera sencilla en Excel.

- **Inconvenientes.**

El catálogo de equipos de qué dispone es más limitado que el de otros programas de pago. Además, a pesar de que es de código libre y de que puede emplearse junto con programas como MATLAB, la adición de nuevos equipos resulta muy compleja.

Cuando aparecen advertencias, en algunas ocasiones no son intuitivas ni conducen directamente a la fuente del error. Es una desventaja presente en otro tipo de softwares que retrasa significativamente el tiempo de elaboración y estudio de los sistemas.

4.2 METODOLOGÍA

En este apartado se va a llevar a cabo la descripción de las herramientas empleadas en el análisis, elección y descripción de las plantas geotérmicas desde un punto de vista termodinámico. Para ello se estudiarán las corrientes y equipos desde un punto de vista energético y exergético.

Dicho análisis se restringe a sistemas abiertos que operan en estado estacionario. Que un sistema sea abierto quiere decir que el sistema interactúa con sus alrededores. Se considera estado estacionario aquel en el cual sus propiedades termodinámicas en cualquier punto permanecen constantes con el tiempo.

4.2.1 PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA PARA SISTEMAS ABIERTOS EN ESTADO ESTACIONARIO

La primera ley de la termodinámica establece que en cualquier proceso la energía se conserva transformándose de una forma a otra. Desde un punto de vista macroscópico, la primera ley para sistemas abiertos se puede definir a través de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s = - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot (h_i + 1/2 \cdot v_i^2 + g \cdot z_i) \quad (5)$$

Donde:

- \dot{Q} : es el calor intercambiado entre un sistema y su entorno (siendo positivo cuando entra en el sistema).
- \dot{W}_s : es el trabajo transferido entre el sistema y su entorno (siendo positivo cuando es el sistema el que entrega trabajo al entorno).
- i : es el índice de las diferentes entradas y salidas del sistema.
- \dot{m}_i : es el flujo másico
- h_i : es la entalpía específica del fluido a cada entrada o salida.
- v_i : es la velocidad del fluido a cada entrada o salida.
- g : es la aceleración de la gravedad
- z_i : es la elevación relativa de cada entrada o salida respecto de un punto de referencia preestablecido.

Como se está operando en un sistema en estado estacionario, la ley de conservación de la masa establece que:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_i = 0 \rightarrow \dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{salida} = cte \quad (6)$$

El criterio de signos establece que para estas ecuaciones el flujo másico entrante es positivo, mientras que el flujo másico saliente tiene signo negativo.

4.2.2 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA PARA SISTEMAS ABIERTOS EN ESTADO ESTACIONARIO

Mientras que la primera ley de la termodinámica establece que la energía ni se crea ni se destruye, si no que se transforma; la segunda ley impone restricciones a la dirección de la transferencia de calor. Si la energía simplemente se transformase, se podría reciclar

continuamente. Esto no ocurre en la realidad ya que en toda transformación se produce una pérdida.

Este concepto se puede observar con mayor claridad en el ejemplo representado en la Figura 33. El motor térmico no puede transformar todo el calor entrante en trabajo ya que parte de este calor debe pasar al foco frío.

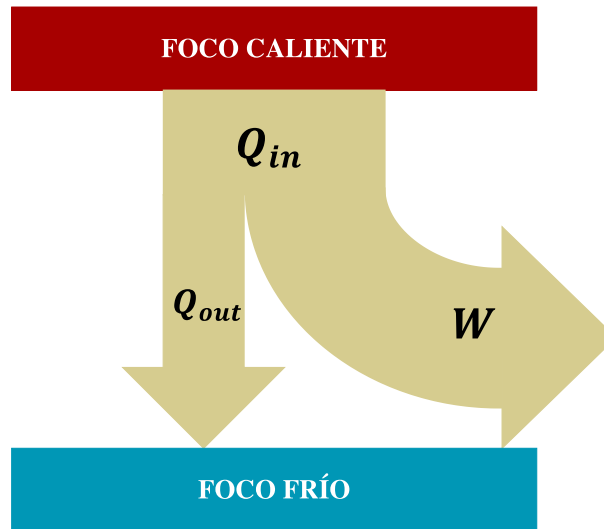


Figura 33. Ejemplo de la cantidad de calor expulsada a un foco frío en un motor térmico.

La entropía puede definirse como una magnitud termodinámica que mide la cantidad de energía calorífica que no está disponible para producir trabajo. Por lo tanto, es una variable que cuantifica el calor que no puede transformarse en trabajo.

De la segunda ley para sistemas abiertos se puede obtener la siguiente expresión:

$$S_{gen} = \frac{dS}{d\tau} - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \cdot \frac{dQ}{d\tau} \quad (7)$$

Donde:

- S_{gen} : es la entropía generada por el sistema debido a irreversibilidades.
- S : entropía del sistema.
- τ : tiempo.
- s_i : entropía específica del fluido a la entrada o la salida.
- T : temperatura absoluta asociada con la transferencia de calor Q .

Como se trabaja en estado estacionario, la ecuación (7) puede reducirse a la expresión siguiente, debido a que la entropía “ S ” es una propiedad del propio sistema, mientras que el calor transferido “ Q ” no:

$$S_{gen} = - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \cdot \frac{dQ}{d\tau} \quad (8)$$

4.2.3 CONCEPTO DE EXERGÍA

La exergía consiste en el máximo trabajo (o potencia) que se puede extraer teóricamente de una sustancia a unas condiciones termodinámicas específicas y relativas a su entorno. Un sistema abierto intercambiará fluidos, trabajo y calor con su entorno.

Si la energía se define como todo aquello que puede transformarse en trabajo en un sistema, la exergía está relacionada con la calidad de la energía de dicho sistema. La parte de la energía que no puede transformarse en trabajo se conoce como anergía [34].

En la evolución de un sistema a través de un proceso reversible hasta alcanzar las condiciones de estado muerto se cumple que:

$$\text{Energía} = \text{Exergía} + \text{Anergía} \quad (9)$$

Para que se alcance el máximo trabajo posible, el sistema debe trabajar en condiciones ideales, en las que se deben de cumplir las siguientes condiciones termodinámicas:

- Todos los procesos llevados a cabo en el sistema deben ser reversibles.
- El estado de todos los fluidos que interactúan con el entorno debe estar en equilibrio termodinámico con el entorno.

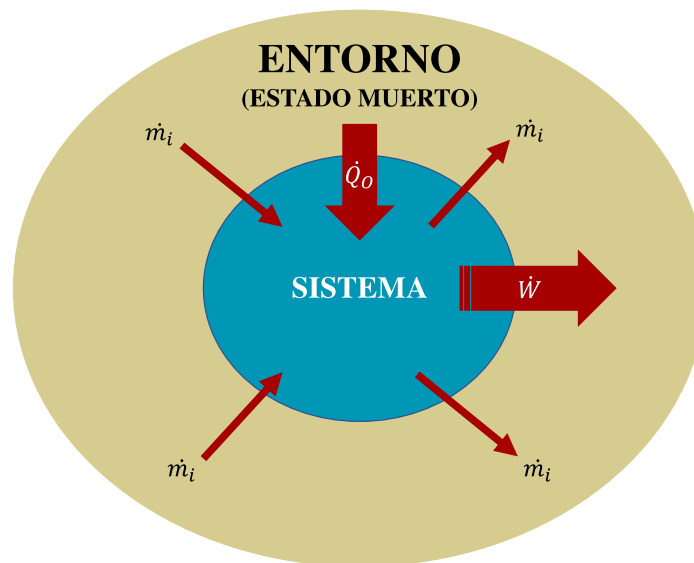


Figura 34. Interacciones generalizadas sistema-entorno.

La primera condición supone que no deben ocurrir pérdidas derivadas de la fricción, turbulencias u otro tipo de irreversibilidad. La segunda implica que los fluidos salientes no deben de tener un mayor potencial trabajo que aportar al entorno. Por eso, las condiciones del entorno son denominadas “estado muerto”.

Como consecuencia de estas condiciones, la ecuación (8) puede expresarse como:

$$-\sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot s_i - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{1}{T} \cdot \frac{dQ}{d\tau} = 0 \quad (10)$$

4.2.4 FLUJOS DE EXERGÍA

Para obtener la expresión de la exergía en los flujos es preciso en primer lugar considerar el sistema más sencillo: aquel estacionario con una entrada (estado 1) y una salida (estado 2). Considerando despreciables los efectos de la energía cinética y potencial; y sabiendo que el calor transferido es con el entorno, se tiene a partir de las ecuaciones (5), (6) y (10) las siguientes expresiones:

$$\dot{Q}_0 - \dot{W} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (11)$$

$$-\dot{m} \cdot (s_1 - s_2) - \frac{\dot{Q}_0}{T_0} = 0 \quad (12)$$

Resolviendo \dot{Q}_0 en la ecuación (12) y sustituyendo en la ecuación (11) se obtiene la expresión del trabajo extraído. Si además se emplea la segunda condición del concepto de exergía, se obtiene que el estado 2 estará en las mismas condiciones termodinámicas que el estado muerto. Resulta de esta manera la siguiente ecuación:

$$ex = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (13)$$

Donde “*ex*” es la exergía específica de cualquier flujo a unas condiciones de entalpía y entropía específicas “*h*” y “*s*” respectivamente. Es esta última ecuación la que se empleará en el cálculo de la exergía de las corrientes objeto de estudio.

4.2.5 RENDIMIENTOS TÉRMICO, EXERGÉTICO Y ELÉCTRICO

El rendimiento térmico (η_t) puede expresarse como la división entre el efecto deseado o producto, que en este caso es la potencia neta generada por el sistema (\dot{W}_{neta}) y el coste energético o flujo energético de entrada aportado por el geofluido ($\dot{Q}_{ap.}$) [35].

$$\eta_t = \frac{\text{Efecto deseado}}{\text{Coste energético}} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{Q}_{ap.}} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{m}_{1a} \cdot h_{1a}} \quad (14)$$

El balance energético (Efecto deseado= Coste energético-Pérdidas) indica que el calor aportado que no se traduce en potencia generada constituye las pérdidas de energía. El balance de exergías se expresa del mismo modo que el balance de energías. En este caso, las pérdidas exergéticas se deben tanto a la destrucción de exergía como a la exergía no aprovechada [34].

La utilización, rendimiento de la segunda ley o rendimiento exergético (η_{ex}) puede definirse como la relación entre la potencia neta generada por el sistema y el flujo exergético del

geofluido ($\dot{E}x_{1a}$); es decir, la relación entre el trabajo neto y el trabajo máximo teórico obtenible del fluido geotérmico [35].

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Efecto deseado}}{\text{Coste exergético}} = \frac{\dot{W}_{neta}}{\dot{E}x_{1a}} \quad (15)$$

El rendimiento eléctrico es el resultado de dividir la potencia eléctrica (\dot{W}_E) entre el calor aportado. La \dot{W}_E es fruto de multiplicar la potencia neta generada por el rendimiento en el alternador.

$$\eta_{el} = \frac{\dot{W}_E}{\dot{m}_{1a} \cdot h_{1a}} \quad (16)$$

4.2.6 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL SISTEMA ESCOGIDO

Es interesante realizar un estudio en mayor profundidad de los equipos del sistema elegido en el siguiente capítulo, que será el sistema híbrido flash-binario. Por lo tanto, los flujos que se expresan a continuación son las del diagrama real, que se explicará a posteriori.

A continuación, se va a realizar la descripción de los siguientes parámetros relativos a los equipos: la destrucción exergética ($\dot{E}x_{d,i}$) y el rendimiento exergético (ε_i). Esto junto con el resto de parámetros dará una información más detallada del ciclo escogido.

La destrucción de la exergía puede deberse a irreversibilidades internas en los procesos o a irreversibilidades externas fruto de la falta de aprovechamiento de exergías en los procesos. Es el resultado de la segunda ley de la termodinámica y su valor se obtiene a partir del balance exergético al componente [34]. El rendimiento exergético relativo a los equipos se puede definir como la relación entre el efecto deseado y la exergía involucrada (aportada o extraída) en conseguir ese efecto [35].

- **Válvula y separador flash.**

Este sistema formado por dos equipos genera vapor a partir de la expansión brusca del fluido que entra en la válvula de estrangulamiento. Tras la formación de la mezcla bifásica, se separan ambas fases a través del separador flash, que aprovechará las fuerzas centrífuga y gravitatoria para sacar una corriente de líquido y otra de vapor saturadas.

El balance de energía se obtiene del principio de conservación de energía:

$$\dot{m}_{1a} \cdot h_{1a} = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (17)$$

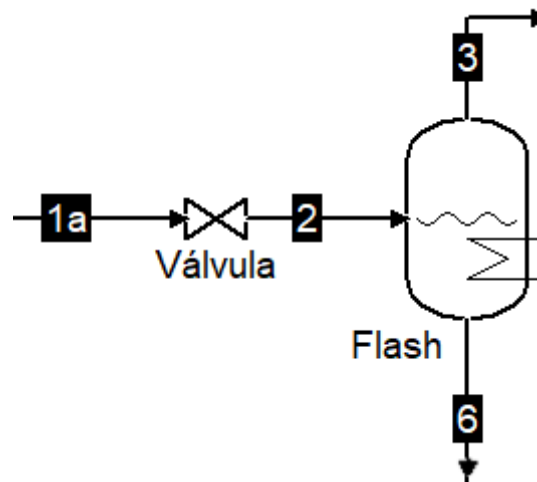


Figura 35. Sistema de separación flash.

El rendimiento exergético se puede escribir como:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_3 + \dot{E}x_6}{\dot{E}x_{1a}} \quad (18)$$

Del balance exergético se obtiene la exergía destruida, resultando la siguiente ecuación:

$$\dot{E}x_{d,SF} = \dot{E}x_{1a} - (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_6) = (1 - \eta_{ex,SF}) \cdot \dot{E}x_{1a} \quad (19)$$

- **Turbinas.**

Las dos turbinas del sistema elegido tienen el mismo principio de funcionamiento: el fluido mueve las palas, que generan una rotación del eje rotor, produciendo de este modo trabajo. La rotación del eje se transmite a un generador donde se transforma el trabajo en electricidad.

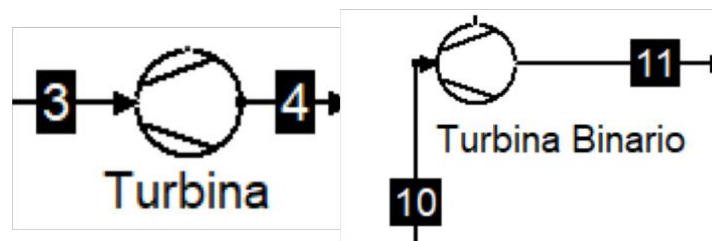


Figura 36. Turbinas del sistema híbrido flash binario.

Si se desprecia la cantidad de calor intercambiada con el entorno, se obtiene que la destrucción de exergía es:

$$\dot{E}x_{d,T} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{W}_T; \dot{E}x_{d,TB} = \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} - \dot{W}_{TB} \quad (20)$$

Los balances de energía de las turbinas son:

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{W}_T; \dot{m}_{10} \cdot h_{10} = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} + \dot{W}_{TB} \quad (21)$$

Por su parte, el rendimiento exergético en la turbina se representa como:

$$\eta_{ex,T} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4}; \eta_{ex,TB} = \frac{\dot{W}_{TB}}{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}} \quad (22)$$

- **Condensadores.**

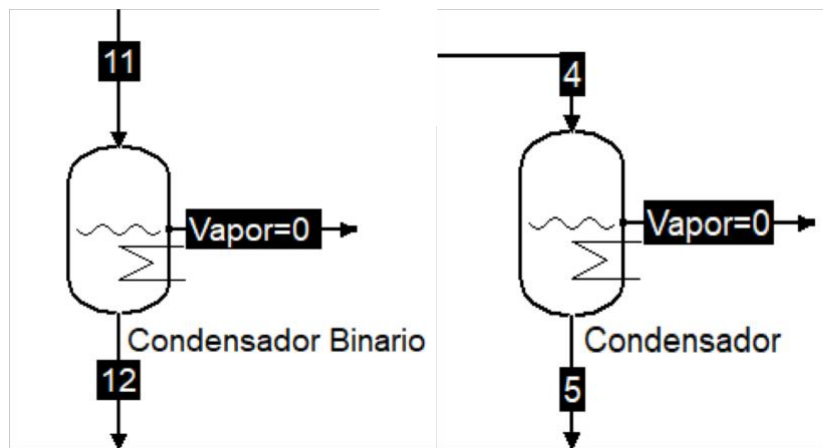


Figura 37. Condensadores del sistema híbrido flash-binario.

El condensador es un tipo de intercambiador de calor de superficie en el cual el fluido caliente es el vapor que sale de la turbina y que debe ser condensado. Para alcanzar la condensación es necesario extraer calor de un fluido refrigerante ($\dot{Q}_{refr.}$) que como se explicará más adelante será aire para el caso del condensador y agua para el condensador binario. Se considera que no intercambia calor con el entorno y que por lo tanto es adiabático.

No se calculan los caudales de refrigeración mediante el software, pero mediante las siguientes ecuaciones se pueden conocer tanto el flujo másico como la exergía específica del aire, suponiendo que este se comporta como un gas ideal. Esta última surge de sustituir la variación de la entropía específica para el aire, representada en la ecuación (24) en la expresión de exergía específica de la ecuación (13).

$$m_{H_2O,C} = \frac{\dot{Q}_{refr.}}{(h_{in} - h_{out})}; m_{aire,CB} = \frac{\dot{Q}_{refr.}}{c_p \cdot (T_{in} - T_{out})}; \quad (23)$$

$$\Delta s_{1 \rightarrow 2} = c_p \cdot \ln \left(\frac{T_2(K)}{T_1(K)} \right) \quad (24)$$

$$ex = c_p \left(1 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right) \cdot \left[T - T_0 \cdot \left(1 + \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right) \right] \quad (25)$$

Una vez obtenido el valor de la exergía específica, sabiendo que el aire entra a las condiciones ambientales correspondientes al estado muerto, y teniendo en cuenta la potencia requerida por los ventiladores del condensador refrigerado por aire (C), resulta la siguiente destrucción de exergía:

$$\begin{aligned} \dot{E}x_{d,C} &= \dot{E}x_4 + \dot{W}_V - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{aire,out}; \dot{E}x_{d,CB} \\ &= \dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{H_2O,in} - \dot{E}x_{H_2O,out} \end{aligned} \quad (26)$$

$$\eta_{ex,C} = \frac{\dot{E}x_{aire,out}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 + \dot{W}_V}; \eta_{ex,CB} = \frac{\dot{E}x_{H_2O,out} - \dot{E}x_{H_2O,in}}{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}} \quad (27)$$

El balance de energía a los condensadores es:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{4-5} \cdot (h_4 - h_5) + \dot{W}_V &= \dot{m}_{aire} \cdot h_{aire,out}; \dot{m}_{11-12} \cdot (h_{11} - h_{12}) \\ &= \dot{m}_{H_2O} \cdot (h_{H_2O,out} - h_{H_2O,in}) \end{aligned} \quad (28)$$

- **Bombas.**

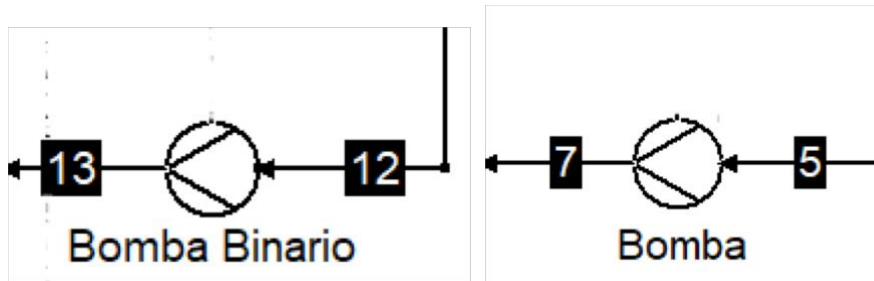


Figura 38. Bombas del sistema híbrido flash-binario.

Las bombas tienen un papel vital en los sistemas geotérmicos. Son dispositivos empleados para mover el líquido que las atraviesa. Dicho desplazamiento se consigue mediante un aumento de presión, para lo cual se requiere que la bomba realice un trabajo sobre el fluido. De este modo, considerando el sistema adiabático se obtiene:

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{W}_B = \dot{m}_7 \cdot h_7; \dot{m}_{12} \cdot h_{12} = \dot{m}_{13} \cdot h_{13} + \dot{W}_{BB} \quad (29)$$

$$\dot{E}x_{d,B} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_7 + \dot{W}_B; \dot{E}x_{d,BB} = \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13} + \dot{W}_{BB} \quad (30)$$

$$\eta_{ex,B} = \frac{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_7}{\dot{W}_B}; \eta_{ex,BB} = \frac{\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}}{\dot{W}_{BB}} \quad (31)$$

- Evaporador.

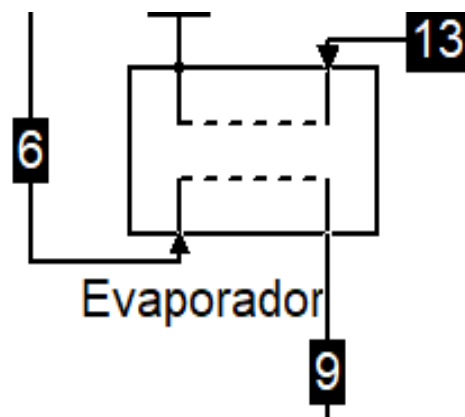


Figura 39. Evaporador.

El evaporador es un intercambiador de superficie que permite llevar el iso-pentano de estado líquido a estado gaseoso. Es la corriente que sale del separador flash la encargada de aportar la energía calorífica necesaria para este propósito. Suponiendo, al igual que en el resto de los casos, un proceso adiabático se obtiene:

$$\dot{m}_{6-9} \cdot (h_6 - h_9) = \dot{m}_{13a-10} \cdot (h_{10} - h_{13a}) \quad (32)$$

$$\dot{E}x_{d,E} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{13a} - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9 \quad (33)$$

$$\eta_{ex,E} = \frac{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{13a}}{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_9} \quad (34)$$

- Mezclador.

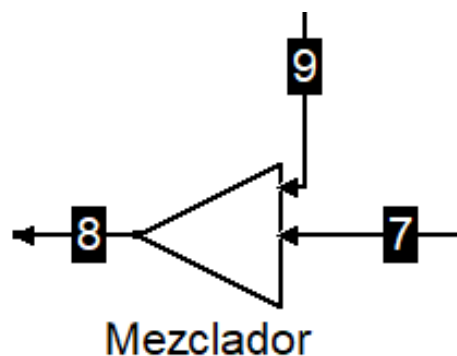


Figura 40. Mezclador de corrientes.

El mezclador de corrientes es el equipo encargado de reunir las corrientes del geofluido en estado líquido que salen del evaporador y de la bomba del condensador. Al igual que en el resto de dispositivos, este se considera un proceso adiabático y por tanto resultan las siguientes expresiones:

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (35)$$

$$\dot{E}x_{d,M} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 \quad (36)$$

$$\eta_{ex,M} = \frac{\dot{E}x_8}{\dot{E}x_9 + \dot{E}x_7} \quad (37)$$

Una vez obtenidos los valores de la destrucción de exergía en cada uno de los equipos, se puede calcular la destrucción exergética total.

$$\dot{E}x_{d,Total} = \dot{E}x_{d,SF} + \dot{E}x_{d,T} + \dot{E}x_{d,TB} + \dot{E}x_{d,C} + \dot{E}x_{d,CB} + \dot{E}x_{d,E} + \dot{E}x_{d,B} + \dot{E}x_{d,BB} + \dot{E}x_{d,M} \quad (38)$$

Con el fin de conocer dónde se producen las irreversibilidades del sistema y el peso de cada uno sobre el total, se exponen los siguientes parámetros [36]:

- Rendimiento de destrucción exergética por componente ($\delta(\%)$). Se corresponde a la fracción que representa la destrucción de exergía debida a irreversibilidades en el equipo estudiado, respecto de la exergía aportada.

$$\delta_i(\%) = \frac{\dot{E}x_{d,i}}{\dot{E}x_{1a}} \cdot 100 \quad (39)$$

- Irreversibilidad relativa ($I(\%)$). Representa la contribución relativa de cada componente a la destrucción de exergía total.

$$I(\%) = \frac{\dot{E}x_{d,i}}{\dot{E}x_{d,Total}} \cdot 100 \quad (40)$$

CAPÍTULO 5

ELECCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN

5. ELECCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN

A lo largo de este capítulo se va a realizar el diseño por medio de COCO de cuatro sistemas de generación ya comentados en el Capítulo 3:

- Flash simple.
- Flash doble.
- Combinado flash simple-doble
- Híbrido flash-binario.

Se obtendrán de cada sistema cuatro parámetros que servirán para la selección de aquel al que se le va a realizar un análisis exergético y estudio de sus equipos en profundidad:

- Rendimiento exergético η_{ex} .
- Rendimiento térmico: η_t .
- Flujo exergético del geofluido entrante al sistema: $\dot{E}x_{1a}$.
- Número de equipos principales.

En la obtención de los rendimientos participan una serie de variables que se explican a continuación:

- Potencia específica en las turbinas (\dot{W}_i). Es la potencia mecánica generada por las turbinas como resultado del paso de vapor por su interior.
- Potencia bruta (\dot{W}_{bruta}). Es la suma de las potencias específicas generadas en las turbinas.
- Potencia de pérdidas ($\dot{W}_{pérdidas}$). Es la suma de la potencia consumida en las bombas y los ventiladores de los condensadores refrigerados por aire, y las pérdidas mecánicas en las máquinas.
- Potencia neta generada (\dot{W}_{neta}). Es la diferencia entre la potencia bruta y la potencia de pérdidas.
- Potencia eléctrica neta generada (\dot{W}_E). Es la potencia eléctrica neta suministrada a la red, resultado de aplicar el rendimiento eléctrico a la potencia neta generada.

5.1 CONSIDERACIONES PREVIAS

La planta que se diseña tiene el objeto de producir 60 MWe netos. Sin embargo, para evitar que trabaje a plena carga, se le añadirá un sobredimensionamiento del 5% (Dando lugar a 63 MWe). Asimismo, se va a tener en cuenta un rendimiento en el generador del 95%. Este va a ser el punto de partida en el diseño de los cuatro sistemas y va a ser el parámetro clave en la determinación de los flujos másicos.

El flujo másico del fluido también dependerá del tipo de yacimiento geotérmico seleccionado. Como se vio en el apartado 2.3.1 del presente trabajo, los yacimientos geotérmicos se pueden dividir en siete clases, cada una de las cuales posee una tecnología de conversión aplicable.

Se seleccionan unas condiciones de entrada de $P = 24,55 \text{ bar}$ y $T = 223 \text{ }^\circ\text{C}$. Estas condiciones se corresponden a las de un yacimiento de clase 4 (Temperatura moderada). De acuerdo a la tecnología aplicable, se escogen los cuatro sistemas ya citados.

Al ser un yacimiento de clase 4, las temperaturas del fluido en el pozo son muy elevadas como para que se utilice una bomba. Por lo tanto, el fluido se extrae del pozo por autobombeo.

Una vez establecidas las tecnologías aplicables y caracterizada la corriente de entrada, cuyas condiciones se asume que permanecerán constantes en el tiempo, será necesario tener en cuenta las siguientes variables de entrada:

- El sistema opera en condiciones de estado estacionario.

- Se desprecia la caída de presión en los equipos y la producida por el transporte en las tuberías.
- Las salidas de separadores y condensadores están en condiciones saturadas de la fase correspondiente (no existe ni sobrecalentamiento a la entrada de la turbina ni subenfriamiento a la salida del condensador).
- El geofluido de entrada presenta una composición expresada en fracción molar de 0,646 de vapor.
- Se considera que la eficiencia isoentrópica de las turbinas es constante e igual a $\eta_s = 0,83$. Es una eficiencia que se encuentra entre los valores típicos entre 0,81-0,85 de una turbina de generación en plantas geotérmicas [37].
- Se considera que el fluido geotérmico entrante es agua en estado puro.
- Se establece que la eficiencia adiabática de las bombas es de 0,9.
- Los condensadores utilizan como refrigerante aire. Se estima que el trabajo requerido en los ventiladores empleados en la impulsión del aire supondrá el 60-75% del trabajo total requerido en la potencia consumida en bombas y ventiladores [38].
- El cálculo de la potencia de pérdidas mediante el sobredimensionamiento de la potencia consumida en bombas incluye tanto la potencia consumida en ventiladores como las pérdidas mecánicas en las máquinas.
- Las condiciones del entorno o condiciones de estado muerto son de $P = 0,92 \text{ bar}$ y $T = 12,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

A estas consideraciones previas se pueden añadir otras propias de cada sistema estudiado, que para una mayor compresión de cada tecnología se explican en el apartado correspondiente.

5.2 SISTEMA FLASH SIMPLE

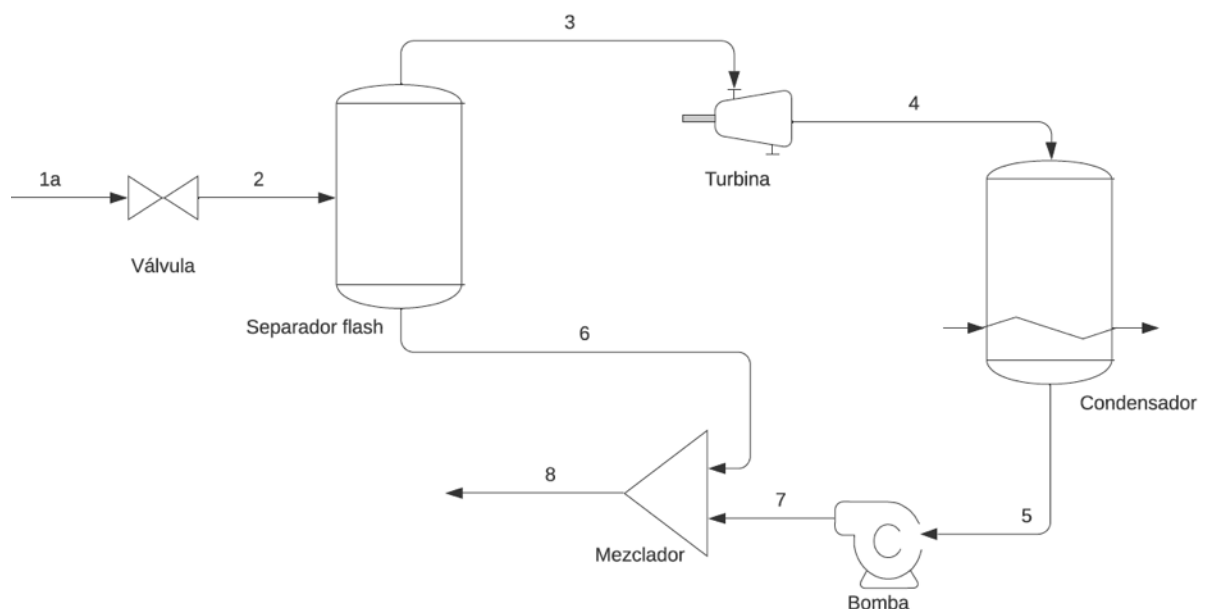


Figura 41. Diagrama esquemático del sistema flash simple.

5.2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El geofluido entra en la válvula (1a→2) en un proceso de expansión isoentrópica de 24,55 bar a 15 bar. A las condiciones de P y T de la corriente 2, el fluido presenta un título de vapor de $x = 0,67$.

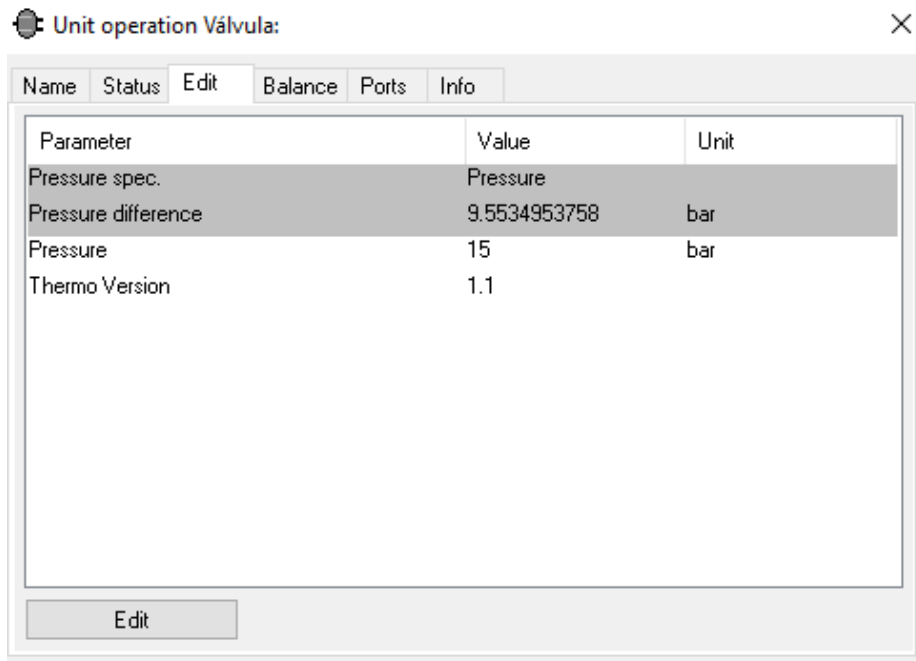


Figura 42. Parámetros de diseño de la válvula en COCO.

La mezcla se separa en el separador flash de modo que el líquido saturado (corriente 6) va al mezclador de corrientes y el vapor saturado entra en la turbina (3→4). La caída de presión en la turbina es de 15 bar a la entrada y 0,1 bar a la salida. La potencia bruta que genera la turbina es de 66680,67 kW.

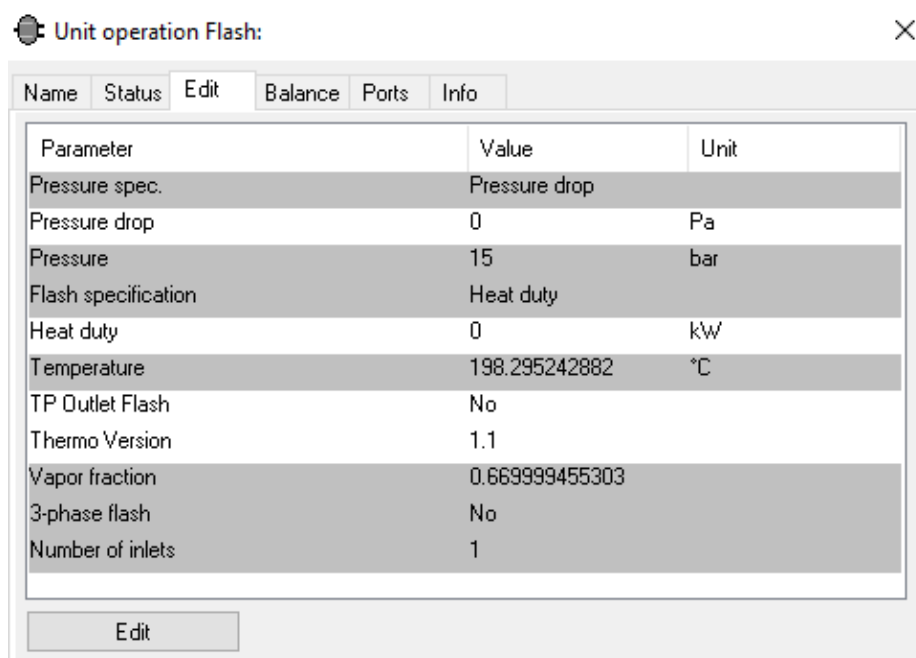
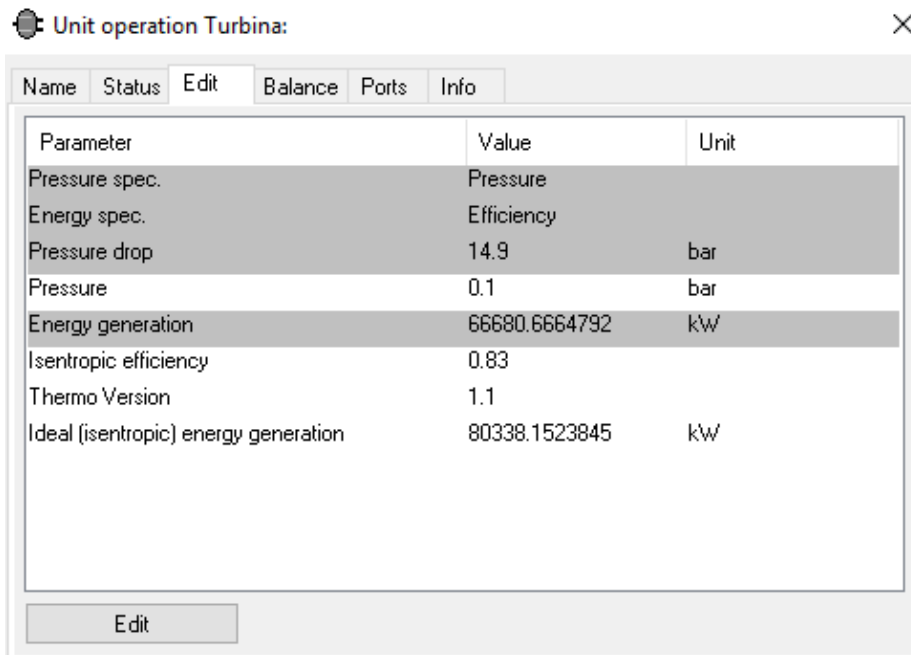


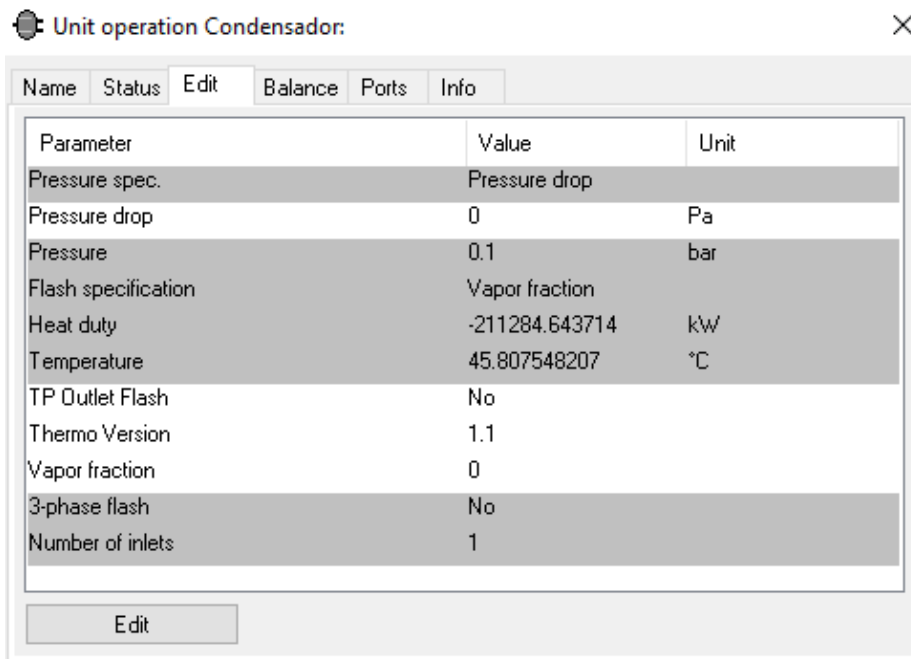
Figura 43. Parámetros de diseño del flash en COCO.



Parameter	Value	Unit
Pressure spec.	Pressure	
Energy spec.	Efficiency	
Pressure drop	14.9	bar
Pressure	0.1	bar
Energy generation	66680.6664792	kW
Isentropic efficiency	0.83	
Thermo Version	1.1	
Ideal (isentropic) energy generation	80338.1523845	kW

Figura 44. Parámetros de diseño de la turbina en COCO.

Los condensados que entran en el condensador (4→5) tienen un título de vapor $x = 0,83$ y salen en condiciones de líquido saturado. Por tanto, la potencia evacuada en el condensador es de 211284,64 kW.



Parameter	Value	Unit
Pressure spec.	Pressure drop	
Pressure drop	0	Pa
Pressure	0.1	bar
Flash specification	Vapor fraction	
Heat duty	-211284.643714	kW
Temperature	45.807548207	°C
TP Outlet Flash	No	
Thermo Version	1.1	
Vapor fraction	0	
3-phase flash	No	
Number of inlets	1	

Figura 45. Parámetros de diseño del condensador en COCO.

El líquido que abandona el condensador entra en la bomba (5→7) que comprime el líquido hasta 7,7 bar para mezclarlo con la corriente 6. La corriente 8 abandona finalmente el mezclador a unas condiciones de $P = 7,7 \text{ bar}$ y $T = 97,21 \text{ °C}$.

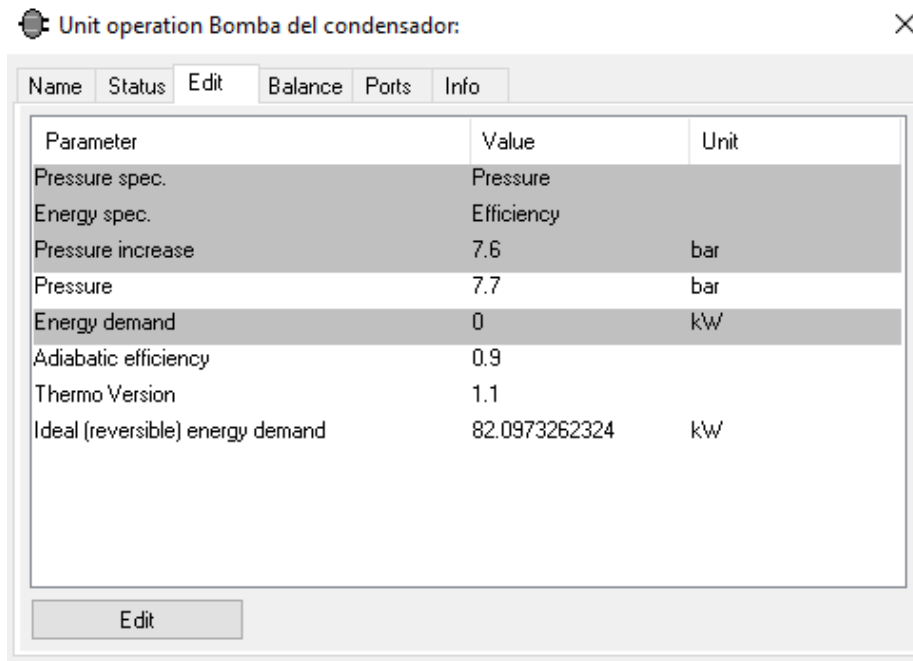


Figura 46. Parámetros de diseño de la bomba en COCO.

Para el cálculo del flujo másico requerido se emplean un controlador y la unidad de control de flujo. El controlador funciona de tal modo que frente a un Set Point (SP) de 60 MW, le impone un valor de salida a la unidad de control de flujo. Por su parte, el valor de control (Potencia neta) se obtiene mediante dos sumadores de información: el primero que calcula las pérdidas (Bomba + ventiladores + pérdidas mecánicas) y el segundo, que resta las pérdidas a la potencia bruta generada en la turbina.

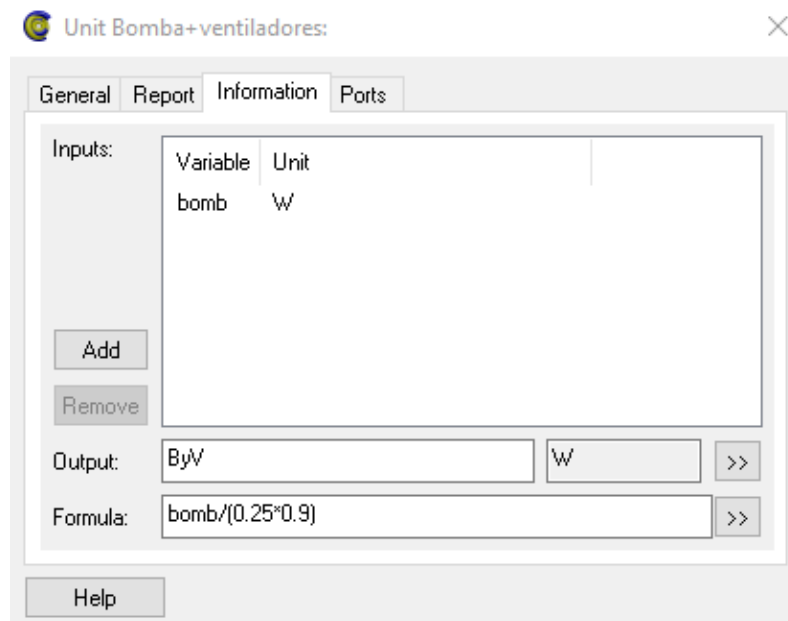


Figura 47. Parámetros de diseño del sumador de información para potencia de pérdidas en COCO.

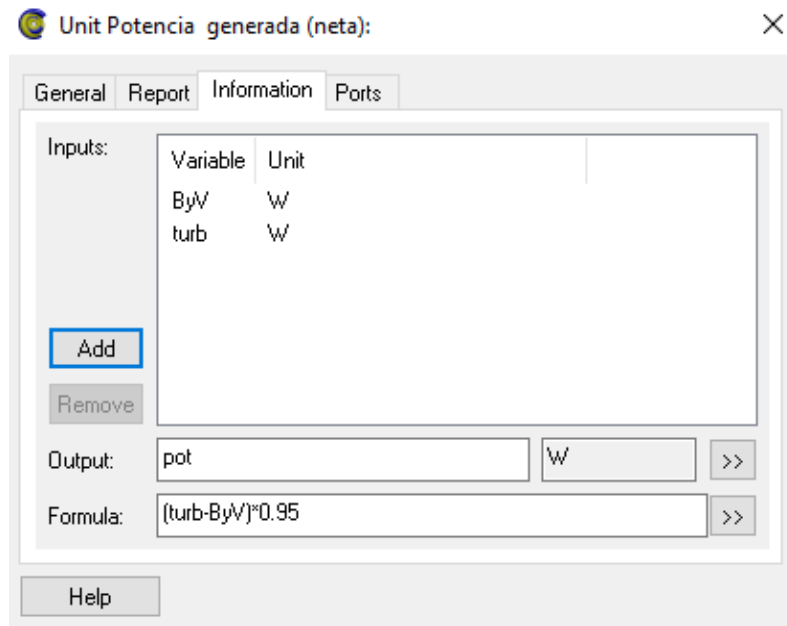


Figura 48. Parámetros de diseño del sumador de información para la potencia neta en COCO.

El flujo másico de geofluido requerido para este sistema es de 159,59 kg/s.

5.2.2 DIAGRAMA EN COCO

El diagrama de flujo resultante, obtenido en COCO es el que se muestra en la Figura 49. Para poder verlo con mayor detalle se recomienda la sección de planos del Anexo.

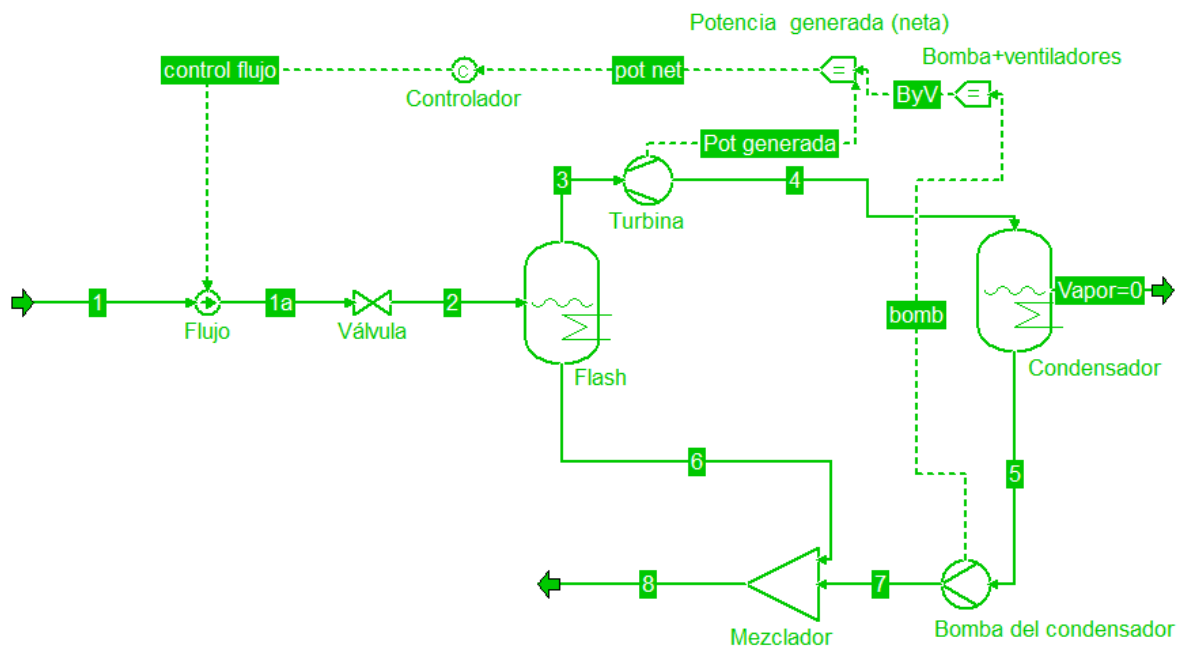


Figura 49. Diagrama de flujo del sistema flash simple en COCO.

5.2.3 PROPIEDADES Y PARÁMETROS

Mediante el volcado de datos en Excel, se consigue la siguiente tabla, donde se pueden observar las propiedades de las corrientes y los parámetros característicos del sistema.

Tabla 4. Parámetros característicos y propiedades de las corrientes para el sistema flash simple.

Estado	P (bar)	T (°C)	x	s (kJ/kg·K)	h (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	\dot{E}_x (kW)
2	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	159,59	111574,27
3	15,00	198,30	1,00	6,44	2791,42	952,43	106,93	101839,71
4	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	106,93	22932,45
5	0,10	45,81	0,00	0,65	191,81	7,50	106,93	802,03
6	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	52,67	9734,24
7	7,70	45,85	0,00	0,65	192,67	8,28	106,93	885,06
8	7,70	97,21	0,00	1,27	407,84	44,88	159,59	7162,40
0	0,92	12,40	0,00	0,19	52,17	0,00	-	-
1a (Geofluido)	24,55	223,00	0,65	4,95	2149,01	737,46	159,59	117692,66
$\dot{W}_{turbina}$	66680,67		kW					
\dot{W}_{bruta}	66680,67		kW	Potencia específica total				
$\dot{W}_{pérdidas}$	364,88		kW	Bombas+ Ventiladores + Pérdidas mecánicas				
\dot{W}_{neta}	66315,79		kW					
$\dot{Q}_{entrada}$	342962,65		kW					
\dot{W}_E	63000,00			Potencia eléctrica neta				
η_{el}	0,1837							
η_{ex}	0,5635		-	Respecto a la corriente del geofluido a la entrada del sistema				
η_t	0,1934		-	Respecto al calor de entrada del geofluido				

5.2.4 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA GLOBALES

A continuación, se expresa los balances para el sistema flash simple. En el cálculo de flujo másico de aire se ha supuesto que este entra a las condiciones del entorno y sale a una temperatura de 45°C. El balance de exergía se realiza a partir de la exergía de entrada y de la potencia neta, y no contempla la diferenciación entre exergía destruida y exergía no aprovechada, ya que el análisis a los equipos se realiza exclusivamente al sistema escogido.

Se puede observar como existe un pequeño error en el balance de energía, debido a la pérdida de decimales en la exportación de C.O.C.O. a Excel. Es un error de aproximadamente el 0,0001% y se considera por tanto asumible.

Tabla 5. Balances de energía y exergía globales al sistema flash simple.

Balance de energía			
Corriente	\dot{m} (kg/s)	Flujo energético (kW)	Flujo total (kW)
Entrada	1a	159,59	342962,65
	Aire entrante	6489,55	80470,38
	$\dot{W}_{pérdidas}$	-	364,88
Salida	8	159,59	65088,07
	\dot{W}_{bruta}	-	66680,67
			423797,91
			423798,34

	Aire saliente	6489,55	292029,60	
η_t				0,1934
Balance de exergía				
\dot{W}_{neto} (kW)				66315,79
Pérdidas exergéticas (destrucción exergética y exergía no aprovechada) (kW)				51376,87
η_{ex}				0,5635

5.3 SISTEMA FLASH DOBLE

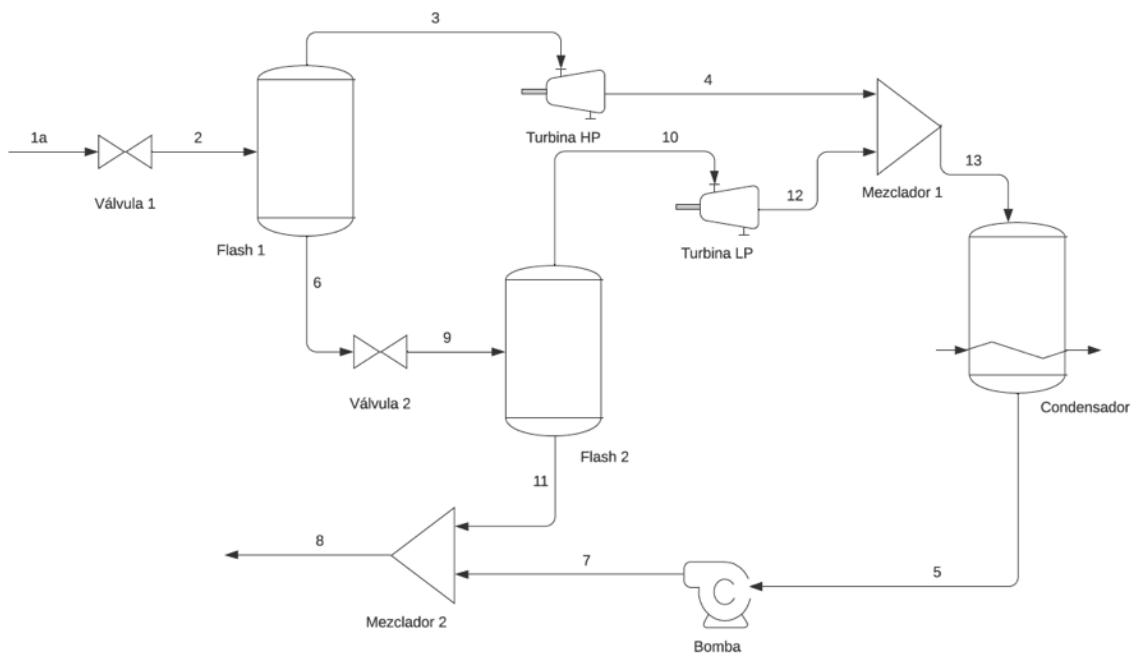


Figura 50. Diagrama esquemático del sistema flash doble.

5.3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El geofluido entra en la válvula 1 (1a→2) siguiendo un proceso de expansión isoentálpica de 24,55 bar a 15 bar. A las condiciones de P y T de la corriente 2, el fluido presenta una fracción molar de $x = 0,67$ de vapor (Figura 42).

La mezcla se separa en el separador flash de modo que el líquido saturado (corriente 6) pasa a la válvula 2 (6→9) y el vapor saturado es llevado a la turbina de alta presión (HP) (3→4). Al igual que la válvula 1, la válvula 2 lleva al fluido a las condiciones de la corriente 9 a través de una expansión isoentálpica. En cuanto a la turbina HP tiene una caída de presión igual a la de la turbina del sistema flash simple (Figura 44). La turbina HP genera una potencia bruta de 63527,10 kW.

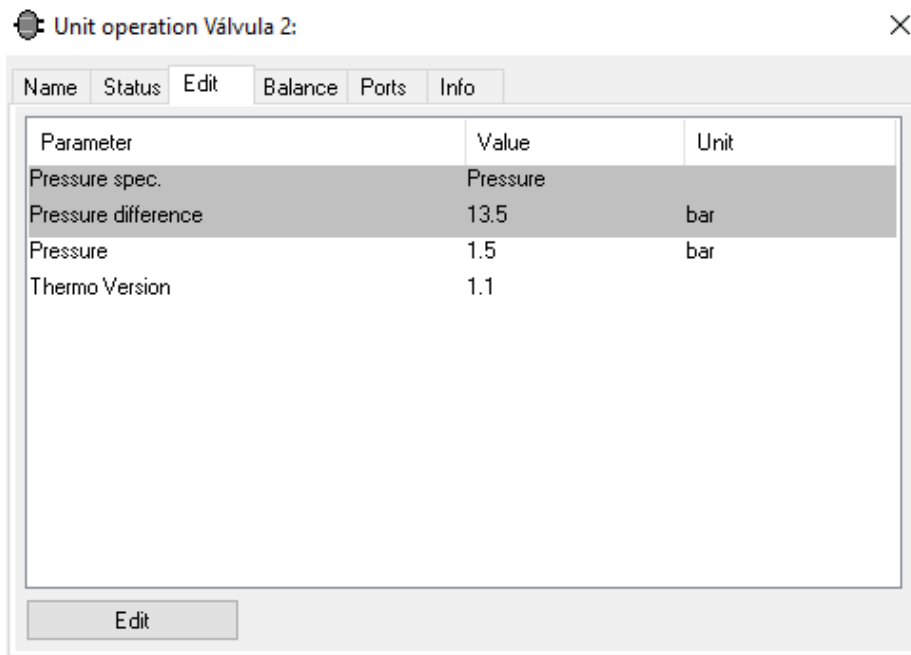


Figura 51. Parámetros de diseño de la válvula 2 en COCO.

La corriente 9 pasa al segundo separador flash, que divide las corrientes de líquido y vapor saturados. El líquido saturado pasa al segundo mezclador mientras que el vapor saturado es llevado a la turbina de baja presión (LP). La turbina expande el vapor desde 1,5 bar hasta 0,1 bar generando 2858,11 kW de potencia bruta.

Las corrientes salientes de las turbinas se mezclan en el primer mezclador y pasan al condensador (13→5). La condensación lleva la corriente de $x = 0,83$ a condiciones de líquido saturado, con unas necesidades de refrigeración de 219724,66 kW.

El líquido que abandona el condensador entra en la bomba (5→7) que comprime el líquido hasta 1,5 bar para mezclarlo con la corriente 11. La corriente 8 abandona finalmente el mezclador 2 a unas condiciones de $P = 1,5 \text{ bar}$ y $T = 63,85 \text{ }^\circ\text{C}$.

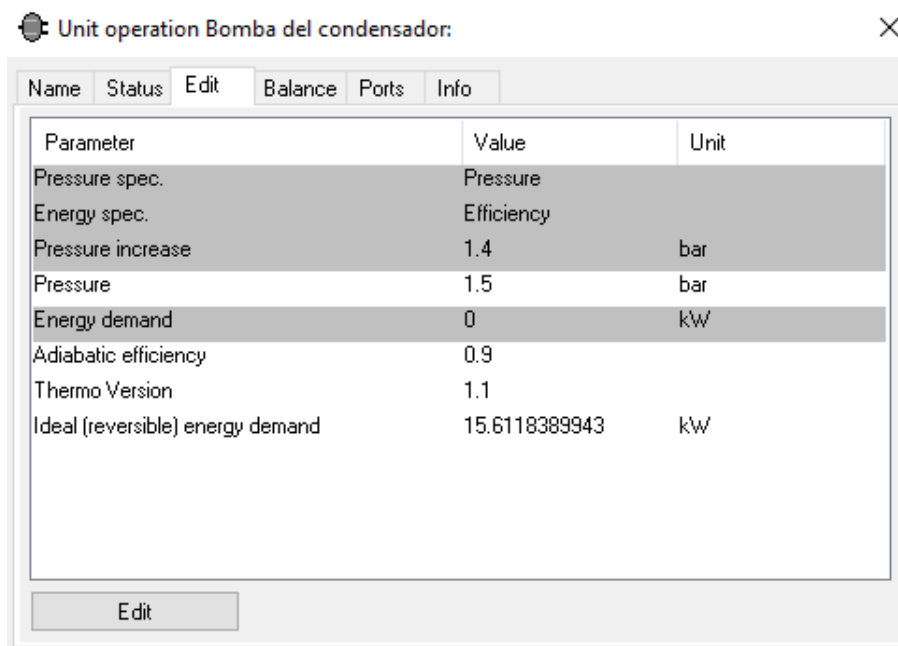


Figura 52. Parámetros de diseño de la bomba del condensador en COCO.

Para el cálculo del flujo másico requerido se emplean un controlador y la unidad de control de flujo, al igual que en el caso anterior. El valor de control (Potencia neta) se obtiene mediante dos sumadores de información: el primero que calcula las pérdidas (Bomba + ventiladores + pérdidas mecánicas) y el segundo, que resta las pérdidas a la potencia bruta generada en las turbinas LP Y HP.

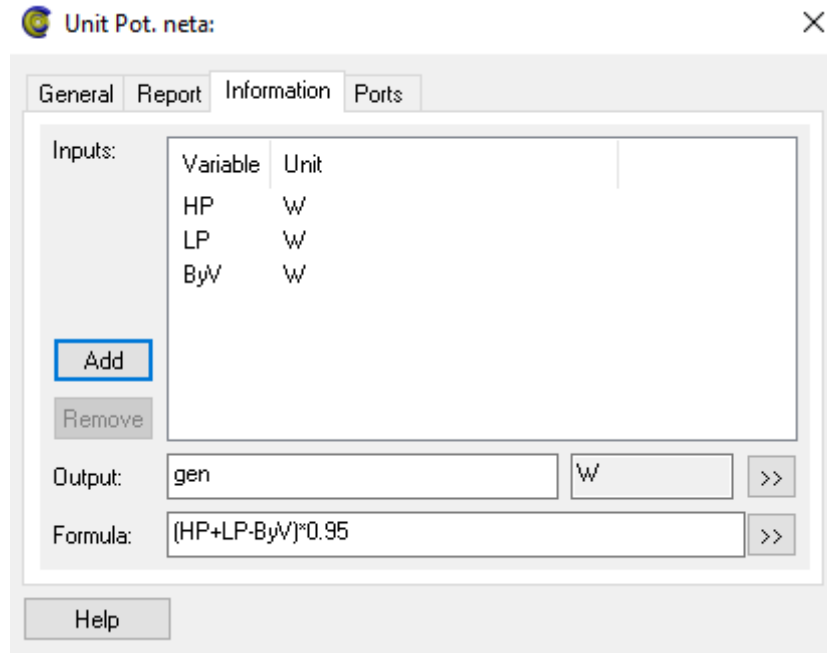


Figura 53. Parámetros de diseño del sumador de información para la potencia neta en COCO.

El flujo másico de geofluido requerido para este sistema es de 152,04 kg/s.

5.3.2 DIAGRAMA EN COCO

El diagrama de flujo resultante, obtenido en COCO es el que se muestra en la Figura 54. Para poder verlo con mayor detalle se recomienda la sección de planos del Anexo.

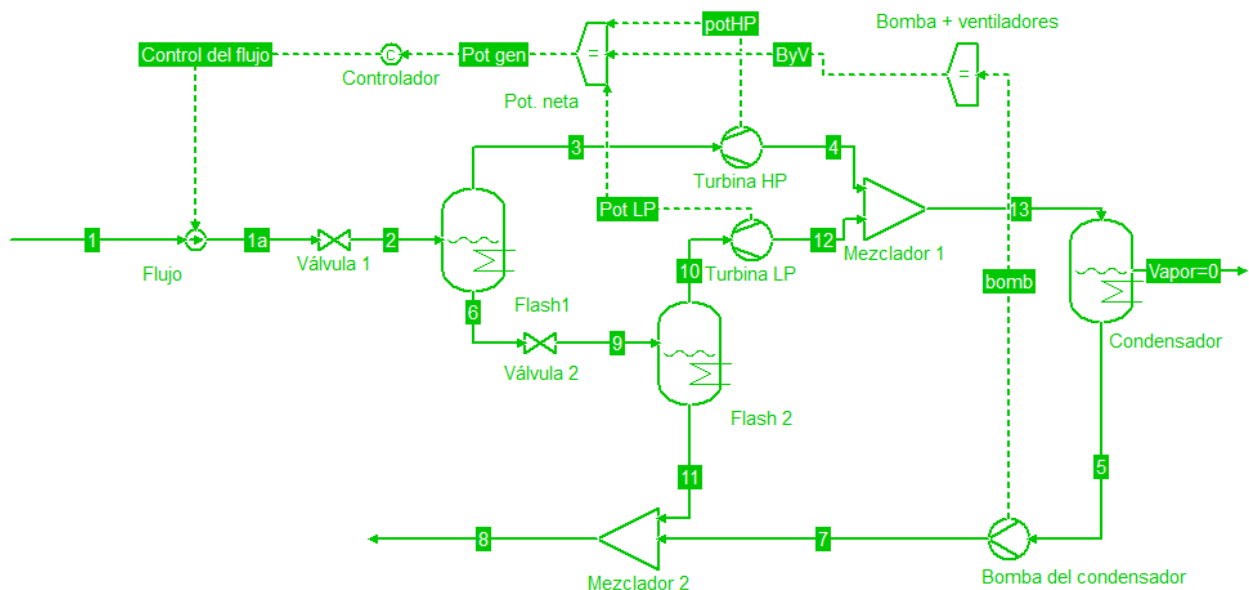


Figura 54. Diagrama de flujo del sistema flash doble en COCO.

5.3.3 PROPIEDADES Y PARÁMETROS

Mediante el traslado de datos a Excel, se realiza la siguiente tabla, donde se pueden comprobar las propiedades de las corrientes y los parámetros característicos del sistema.

Tabla 6. Parámetros característicos y propiedades de las corrientes para el sistema flash doble.

Estado	P (bar)	T (°C)	x	s (kJ/kg·K)	h (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	\dot{E}_x (kW)
2	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	152,04	106297,27
3	15,00	198,30	1,00	6,44	2791,42	952,43	101,87	97023,26
4	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	101,87	21847,87
5	0,10	45,81	0,00	0,65	191,81	7,50	110,38	827,95
6	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	50,17	9273,87
7	1,50	45,82	0,00	0,65	191,97	7,64	110,38	843,73
8	1,50	63,85	0,00	0,88	267,36	17,38	152,04	2642,66
9	1,50	111,35	0,17	2,42	844,72	155,99	50,17	7826,68
10	1,50	111,35	1,00	7,22	2693,11	631,67	8,51	5376,70
11	1,50	111,35	0,00	1,43	467,08	58,80	41,66	2449,91
12	0,10	45,81	0,91	7,44	2357,33	234,32	8,51	1994,52
13	0,10	45,81	0,83	6,89	2182,42	216,00	110,38	23841,90
0	0,92	12,40	0,00	0,19	52,17	0,00	-	0,00
1a (Geofluido)	24,55	223,00	0,65	4,95	2149,01	737,46	152,04	112126,28
\dot{W}_{HPT}	63527,10		kW					
\dot{W}_{LPT}	2858,11		kW					
\dot{W}_{bruta}	66385,21		kW	Potencia específica total				
$\dot{W}_{pérdidas}$	69,39		kW	Bombas+ Ventiladores + Pérdidas mecánicas				
\dot{W}_{neta}	66315,82		kW					
$\dot{Q}_{entrada}$	326741,93		kW					
\dot{W}_E	63000,03			Potencia eléctrica neta generada				
η_{el}	0,1928							
η_{ex}	0,5914		-	Respecto a la corriente del geofluido a la entrada del sistema				
η_t	0,2030		-	Respecto al calor de entrada del geofluido				

5.3.4 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA GLOBALES

A continuación, se expresa los balances para el sistema flash doble. En el cálculo de flujo másico de aire se ha supuesto, al igual que en el caso anterior, que entra a las condiciones del entorno y sale a una temperatura de 45°C. El balance de exergía tampoco contempla la diferenciación entre exergía destruida y exergía no aprovechada, ya que el análisis a los equipos se realiza exclusivamente al sistema escogido.

Se puede observar como existe un pequeño error en el balance de energía, debido a la pérdida de decimales en la exportación de C.O.C.O. a Excel. Es un error de aproximadamente el 0,00017% y se considera por tanto asumible.

Tabla 7. Balances de energía y exergía globales al sistema flash doble.

Balance de energía

Corriente		\dot{m} (kg/s)	Flujo energético (kW)	Flujo total (kW)
Entrada	1a	152,04	326741,93	410407,60
	Aire entrante	6741,64	83596,29	
	$\dot{W}_{pérdidas}$	-	69,39	
Salida	8	152,04	40649,46	410408,30
	\dot{W}_{bruta}	-	66385,21	
	Aire saliente	6741,64	303373,63	
η_t				0,2030
Balance de exergía				
\dot{W}_{neta} (kW)				66315,82
Pérdidas exergéticas (destrucción exergética y exergía no aprovechada) (kW)				45810,46
η_{ex}				0,5914

5.4 SISTEMA COMBINADO FLASH SIMPLE-DOBLE

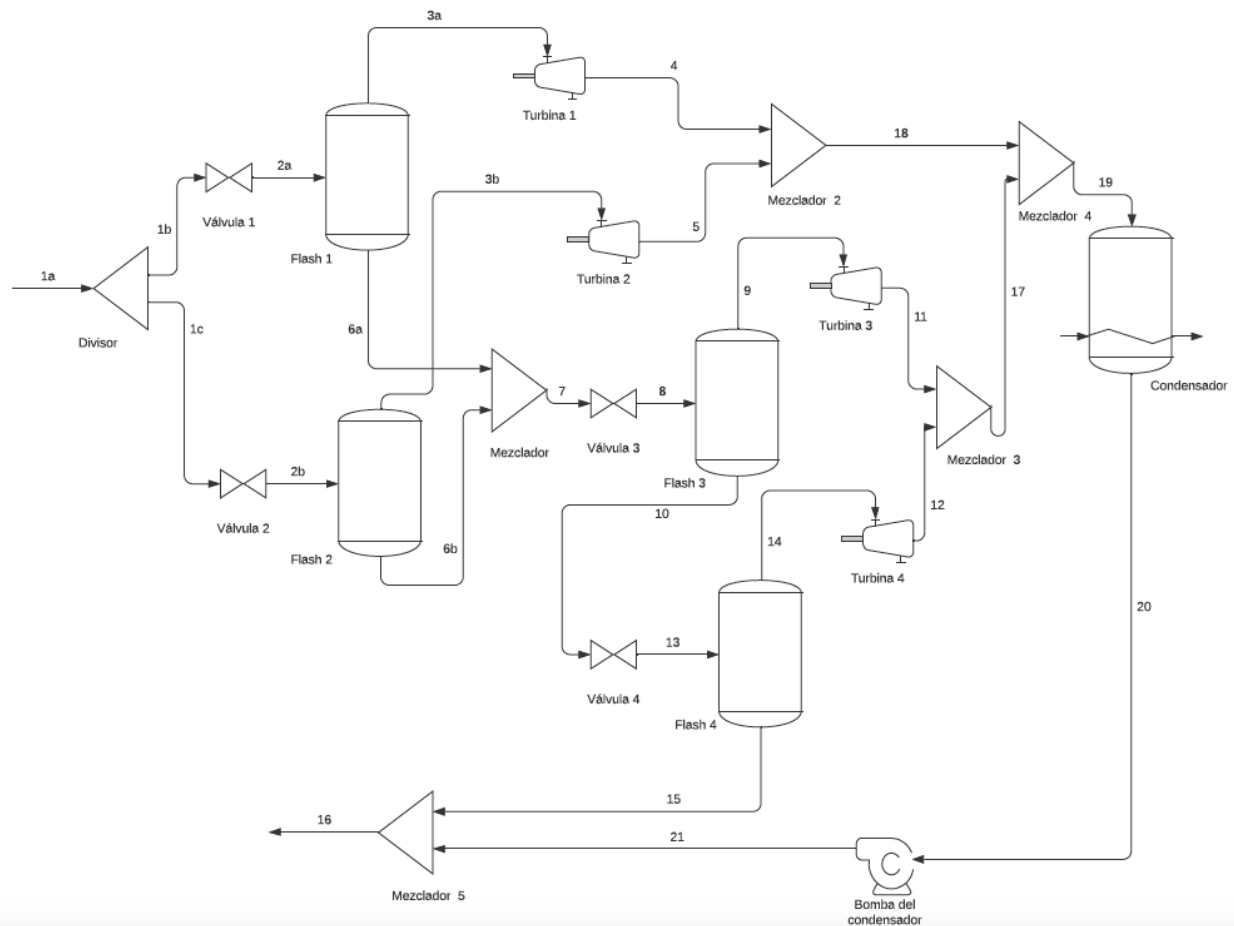


Figura 55. Diagrama esquemático del sistema combinado flash simple-doble.

5.4.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El fluido geotérmico entra en un divisor, donde se dirige a las válvulas de expansión de los sistemas de separación flash. Se considera una sola entrada de geofluido. Sin embargo, el sistema se puede representar con varias entradas al sistema.

El divisor separa las corrientes de modo que la mitad del flujo másico circule por cada una de las tuberías que constituyen la bifurcación. Al igual que en el resto de los equipos, no se considera pérdida de carga en el divisor.

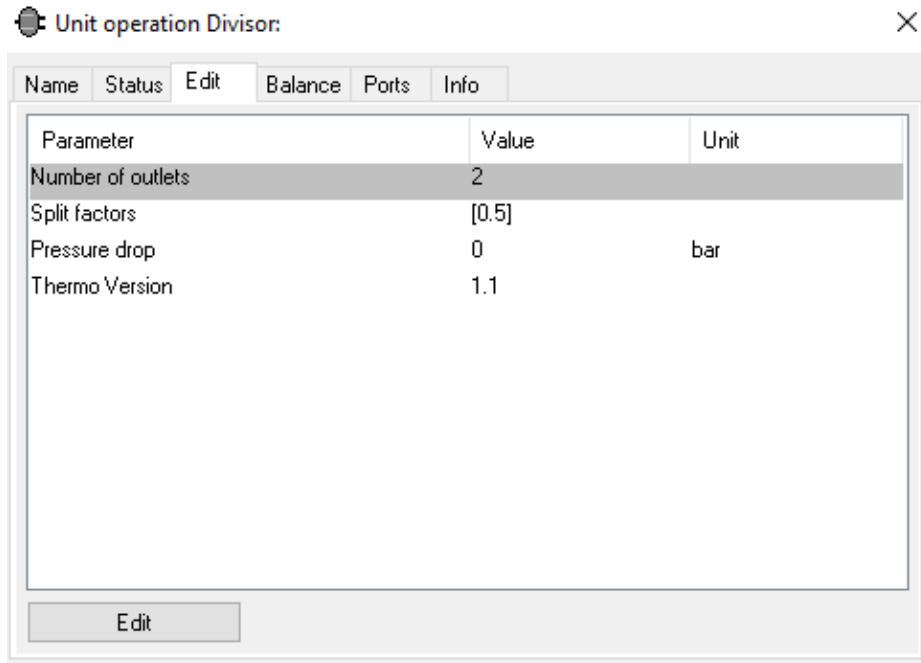


Figura 56. Parámetros de diseño del divisor de corrientes en COCO.

A continuación, se describe el proceso de generación en alta presión de una de las corrientes, ya que la otra opera de manera idéntica. El geofluido saliente del divisor entra en la válvula 1 y sigue un proceso de expansión isoentálpica de 24,55 bar a 15 bar, de modo que el fluido que entra en el separador flash presenta una fracción molar de $x = 0,67$ de vapor (Figura 42).

La mezcla se separa en el separador flash de modo que el líquido saturado (corriente 6a) va al mezclador de corrientes y el vapor saturado entra en la turbina 1 (3a→4). La caída de presión en la turbina es de 15 bar a 0,1 bar de salida. El diseño es idéntico al de la Figura 44, con la salvedad de que la potencia bruta que genera la turbina es de 31390,10 kW (Turbina 1 y Turbina2).

El líquido saturado que sale del Flash 1 y el Flash 2 entra en el proceso de doble flash a una presión de 15 bar. La válvula 3 (7→8) se encarga de llevar a través de una expansión isoentálpica al fluido a las condiciones de la corriente 8. Bajo estas condiciones, la fracción molar de vapor es de $x = 0,121$.

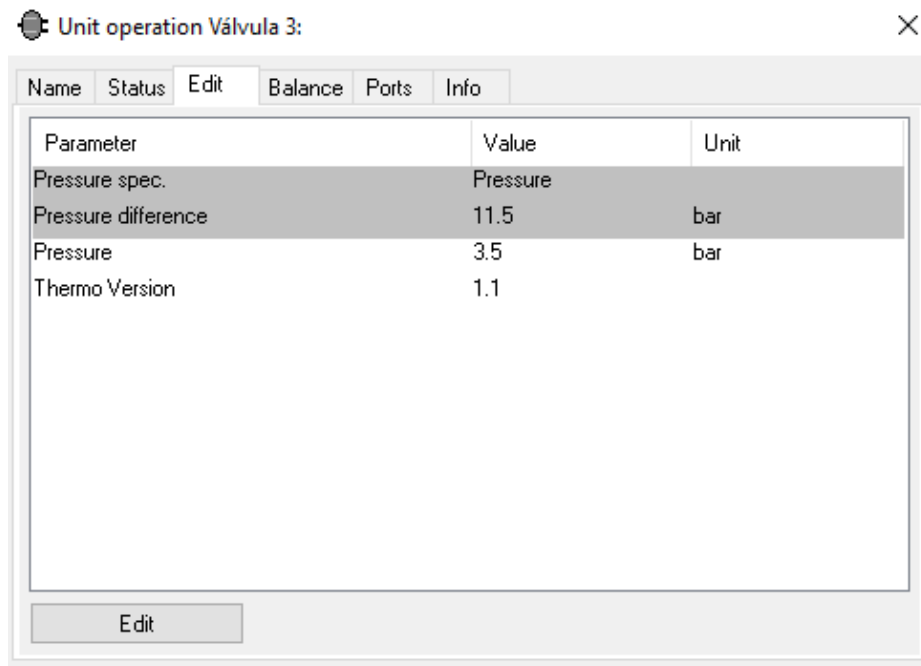


Figura 57. Parámetros de diseño de la válvula 3 en COCO.

El vapor saturado pasa a la Turbina 3 que, a través de la expansión hasta los 0,1 bar, genera una potencia de 2662,88 kW. El líquido saturado entra en la Válvula 4 (10→13) donde por medio de una expansión isoentálpica se consigue una fracción molar de 0,074.

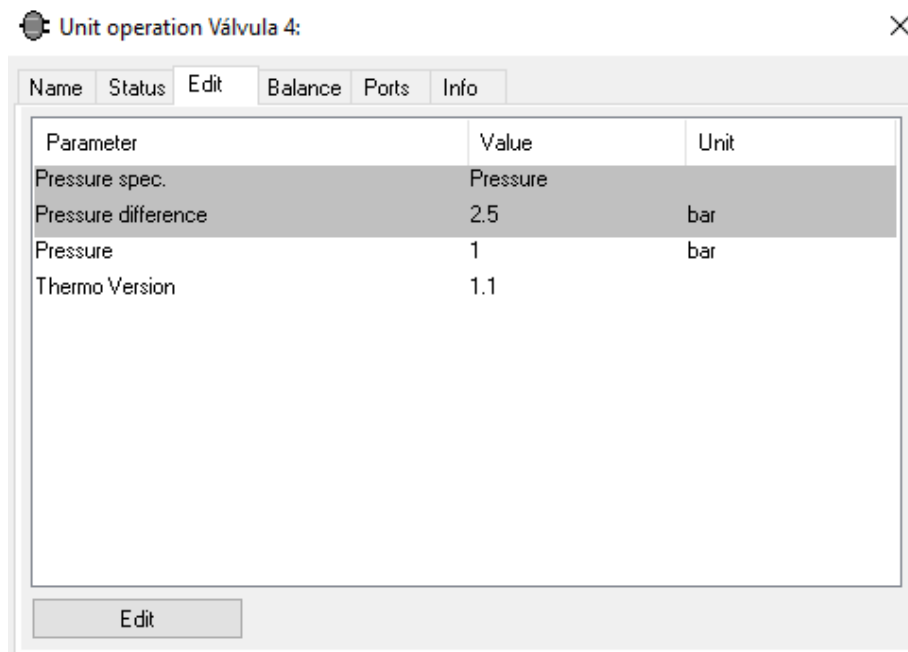


Figura 58. Parámetros de diseño de la válvula 4 en COCO.

El líquido saturado que se separa en el Flash 4 pasa al mezclador 5, donde se mezcla con la corriente que abandona la bomba del condensador. En cuanto al vapor saturado, entra en la Turbina 4 que genera 917,10 kW.

Las corrientes que salen de todas las turbinas se mezclan en el Mezclador 4 y pasan al condensador. La condensación requiere de 218615,33 kW de refrigeración para llevar a la corriente a las condiciones de líquido saturado.

El líquido saturado de la corriente 20 pasa a la bomba del condensador que comprime el fluido a 1 bar para la mezcla en el Mezclador 5. La corriente 16 que abandona el sistema lo hace a unas condiciones de $P = 1 \text{ bar}$ y $T = 60,3 \text{ }^\circ\text{C}$.

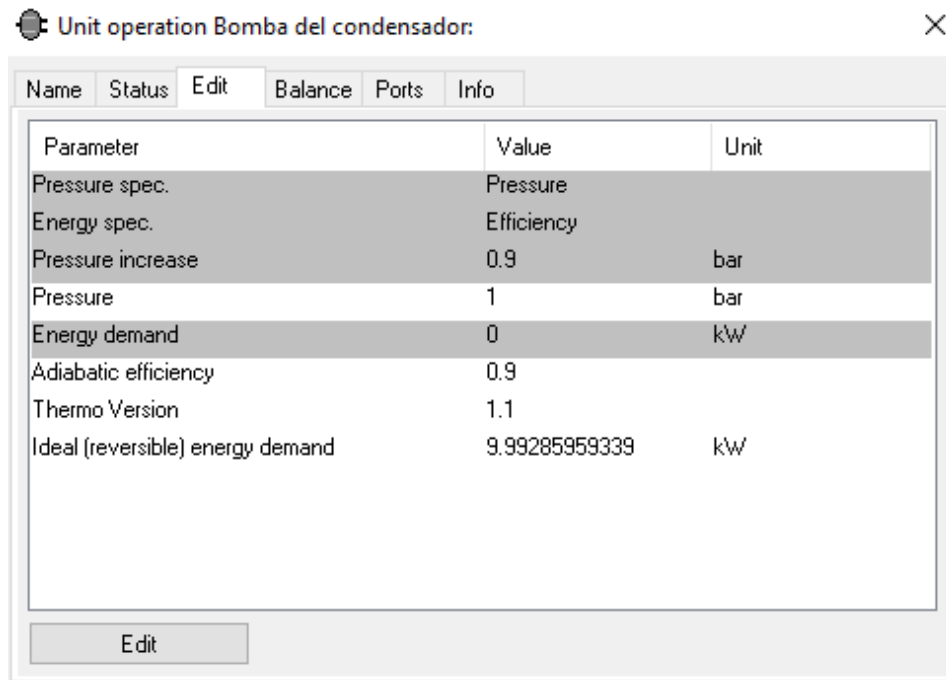


Figura 59. Parámetros de diseño de la bomba del condensador en COCO.

Para el cálculo del flujo másico requerido se emplean el controlador y la unidad de control de flujo. Por su parte, el valor de control (Potencia neta) se obtiene mediante tres sumadores de información: el primero que calcula las pérdidas (Bomba + ventiladores + pérdidas mecánicas); el segundo, que suma las potencias de las turbinas 3 y 4; y el tercero que resta las pérdidas a la potencia bruta generada.

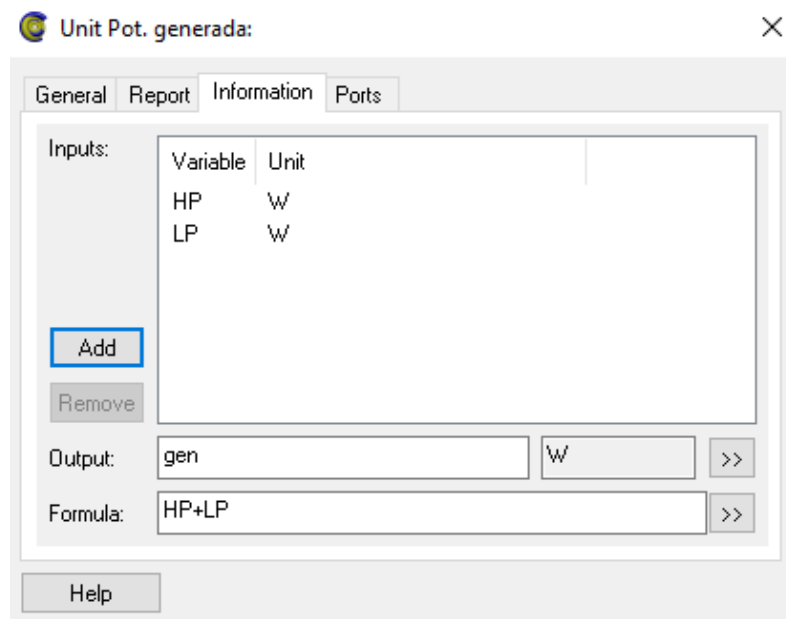


Figura 60. Parámetros de diseño del sumador de información para el cálculo de las potencias de las turbinas 3 y 4 en COCO.

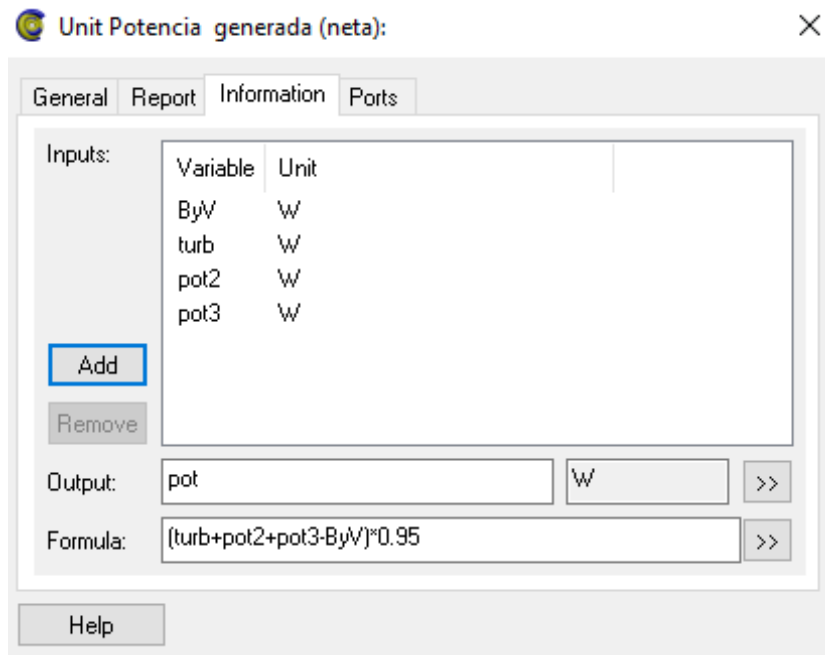


Figura 61. Parámetros de diseño del sumador de información para el cálculo de la potencia neta en COCO.

El flujo másico de geofluido requerido para este sistema es de 150,26 kg/s.

5.4.2 DIAGRAMA EN COCO

El diagrama de flujo resultante, obtenido en COCO es el que se muestra en la Figura 62. Para poder verlo con mayor detalle se recomienda la sección de planos del Anexo.

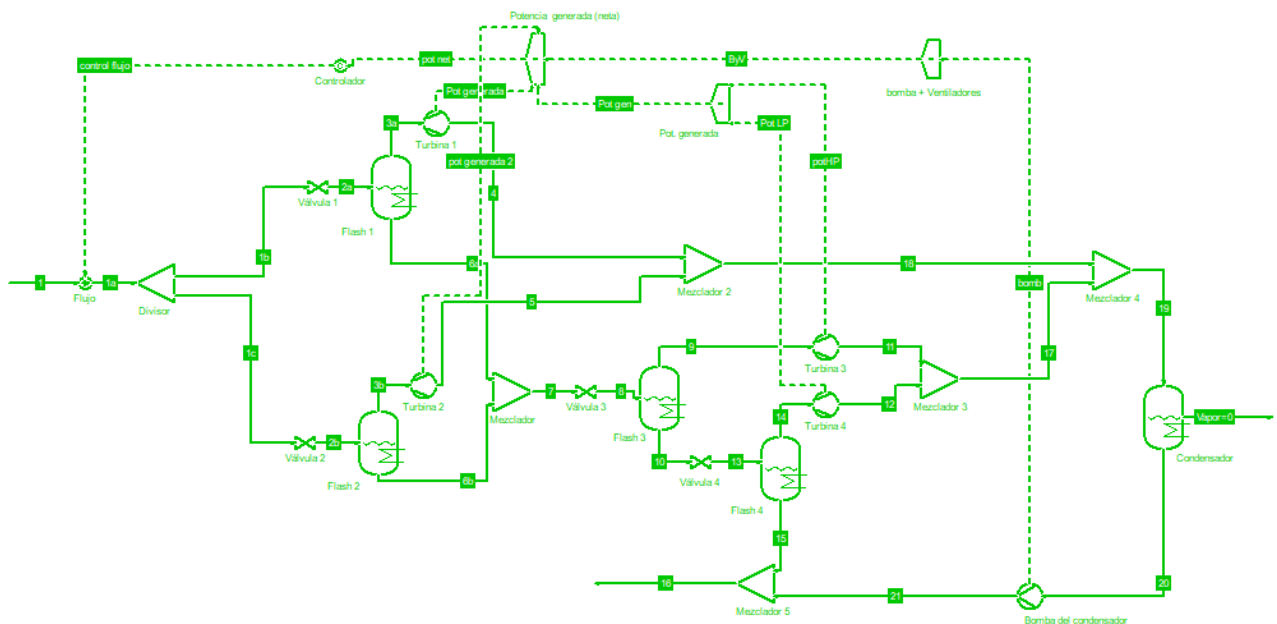


Figura 62. Diagrama de flujo del sistema combinado flash simple-doble en COCO.

5.4.3 PROPIEDADES Y PARÁMETROS

Mediante el volcado de datos en Excel, se consigue la siguiente tabla, donde se pueden observar las propiedades de las corrientes y los parámetros característicos del sistema.

Tabla 8. Parámetros característicos y propiedades de las corrientes para el sistema combinado flash simple-doble.

Estado	P (bar)	T (°C)	x	s (kJ/kg·K)	h (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	\dot{E}_x (kW)
2a	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	75,13	52523,82
2b	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	75,13	52523,82
3a	15,00	198,30	1,00	6,44	2791,42	952,43	50,34	47941,22
4	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	50,34	10795,49
5	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	50,34	10795,49
6a	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	24,79	4582,42
7	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	49,58	9164,84
8	3,50	138,86	0,12	2,36	844,72	172,03	49,58	8530,24
9	3,50	138,86	1,00	6,94	2731,98	751,30	6,01	4516,95
10	3,50	138,86	0,00	1,73	584,31	92,10	43,57	4013,22
11	0,10	45,81	0,88	7,22	2289,06	227,17	6,01	1365,79
12	0,10	45,81	0,92	7,54	2390,22	237,76	3,22	765,79
13	1,00	99,61	0,07	1,75	584,31	85,60	43,57	3729,92
14	1,00	99,61	1,00	7,36	2674,97	574,72	3,22	1851,09
15	1,00	99,61	0,00	1,30	417,44	46,56	40,35	1878,88
16	1,00	60,30	0,00	0,83	252,48	15,13	150,26	2273,83
19	0,10	45,81	0,83	6,89	2180,96	215,85	109,90	23722,46
20	0,10	45,81	0,00	0,65	191,81	7,50	109,90	824,37
21	1,00	45,81	0,00	0,65	191,91	7,59	109,90	834,46
0	0,92	12,40	0,00	0,19	52,17	0,00	-	0,00
1a (Geofluido)	24,55	223,00	0,65	4,95	2149,01	737,46	150,26	110808,44
\dot{W}_{T1}	31390,10		kW					
\dot{W}_{T2}	31390,10		kW					
\dot{W}_{T3}	2662,88		kW					
\dot{W}_{T4}	917,10		kW					
\dot{W}_{bruta}	66360,18		kW					Potencia específica total
$\dot{W}_{pérdidas}$	44,41		kW					Bombas+ Ventiladores + Pérdidas mecánicas
\dot{W}_{neta}	66315,75		kW					
$\dot{Q}_{entrada}$	322901,65		kW					
\dot{W}_E	62999,96							Potencia eléctrica neta generada
η_{el}	0,1951							
η_{ex}	0,5985		-					Respecto a la corriente del geofluido a la entrada del sistema
η_t	0,2054		-					Respecto al calor de entrada del geofluido

5.4.4 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA GLOBALES

A continuación, se expresa los balances para el sistema flash simple. Al igual que en los sistemas anteriores, se ha supuesto que el aire entra a las condiciones del entorno y sale a una temperatura de 45°C. El balance de exergía tampoco contempla la diferenciación entre exergía destruida y exergía no aprovechada, ya que el análisis a los equipos se realiza exclusivamente al sistema escogido.

Se puede observar como existe un pequeño error en el balance de energía, debido a la pérdida de decimales en la exportación de C.O.C.O. a Excel. Es un error de aproximadamente el 0,0004% y se considera por tanto asumible.

Tabla 9. Balances de energía y exergía globales al sistema flash simple-doble.

Balance de energía				
Corriente		\dot{m} (kg/s)	Flujo energético (kW)	Flujo total (kW)
Entrada	1a	150,26	322901,65	406113,02
	Aire entrante	6707,01	83166,96	
	$\dot{W}_{pérdidas}$	-	44,41	
Salida	16	150,26	37936,33	406112,11
	\dot{W}_{bruta}	-	66360,18	
	Aire saliente	6707,01	301815,60	
η_t				0,2054
Balance de exergía				
\dot{W}_{neta} (kW)				66315,75
Pérdidas exergéticas (destrucción exergética y exergía no aprovechada) (kW)				44492,68
η_{ex}				0,5985

5.5 SISTEMA HÍBRIDO FLASH-BINARIO

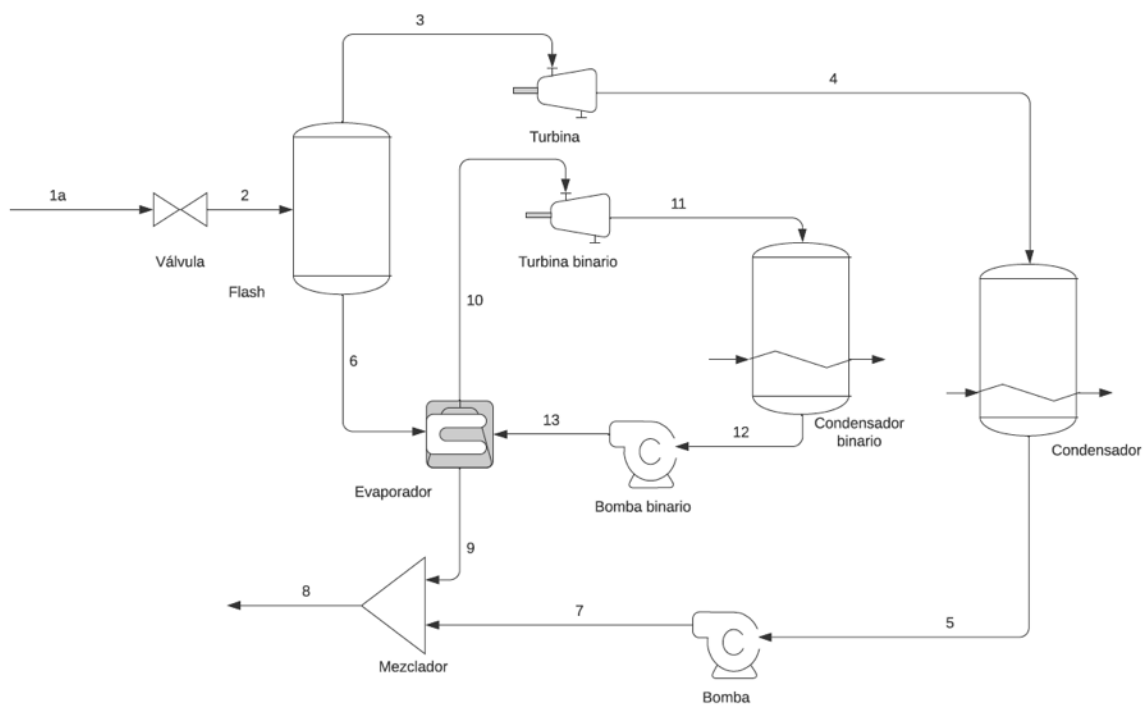


Figura 63. Diagrama esquemático del sistema híbrido flash-binario.

5.5.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El fluido geotérmico entra en la válvula (1a→2) en un proceso de expansión isoentálpica de 24,55 bar a 15 bar. A las condiciones de P y T de la corriente 2, el fluido presenta una fracción molar de $x = 0,67$ de vapor. La mezcla se separa en el separador flash de modo que el líquido saturado (corriente 6) va al evaporador y el vapor saturado entra en la turbina (3→4).

La turbina realiza una expansión de 15 bar a 0,1 bar generando una potencia bruta de 60579,97 kW. El vapor resultante pasa al condensador (4→5) donde, mediante unos requerimientos de 191953,97 kW de refrigeración, se consigue una corriente de líquido saturado.

El líquido que abandona el condensador entra en la bomba (5→7) que comprime el líquido hasta 15 bar para mezclarlo con la corriente 9. La corriente 8 abandona el mezclador a unas condiciones de $P = 15 \text{ bar}$ y $T = 37,19 \text{ }^\circ\text{C}$.

Se puede comprobar que la temperatura a la que el geofluido abandona el sistema es muy inferior a la de los otros tres sistemas planteados. Esto se debe al aprovechamiento del poder calorífico de la corriente saliente del flash en el Evaporador.

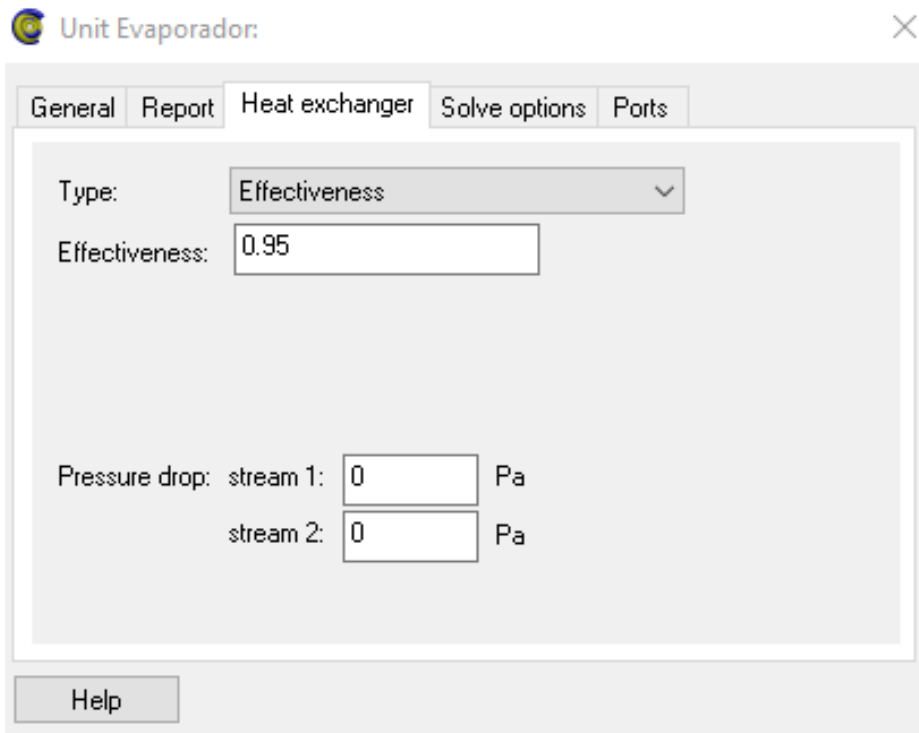


Figura 64. Parámetros de diseño del evaporador en COCO.

El evaporador es el intercambiador de calor cuyo fluido caliente es el geofluido mientras que el fluido frío es isopentano. Es un intercambiador a contracorriente y en el que se supone una efectividad del 95%.

La sustancia que se utiliza en el ciclo binario es iso-pentano. Es el compuesto elegido al ser dentro de los fluidos de trabajo más empleados (Tabla 3 del apartado 3.4.6) aquel con la temperatura crítica más adecuada para su utilización en la planta diseñada.

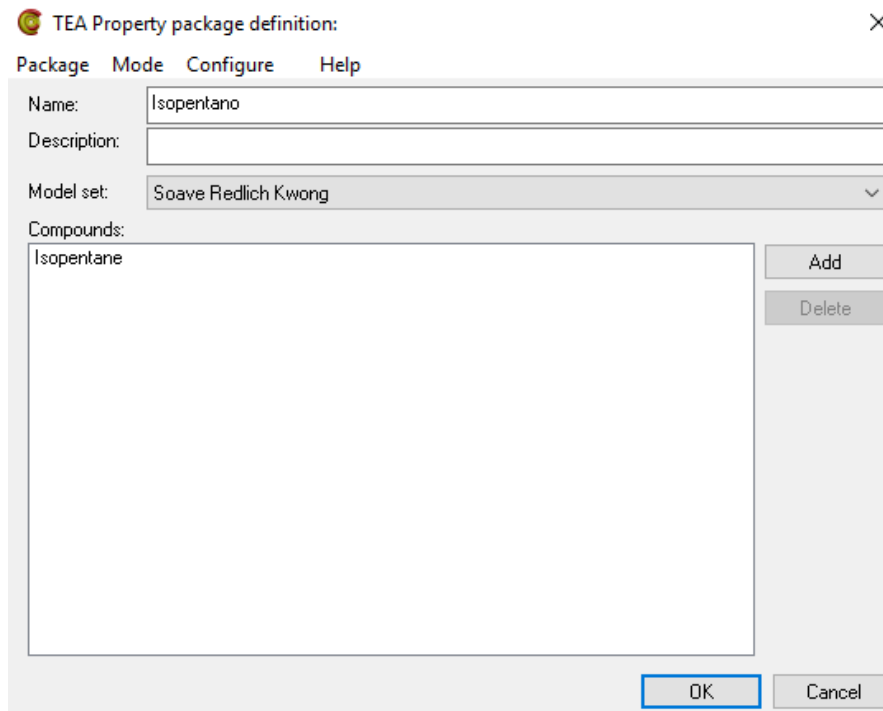


Figura 65. Creación del paquete de propiedades del isopentano.

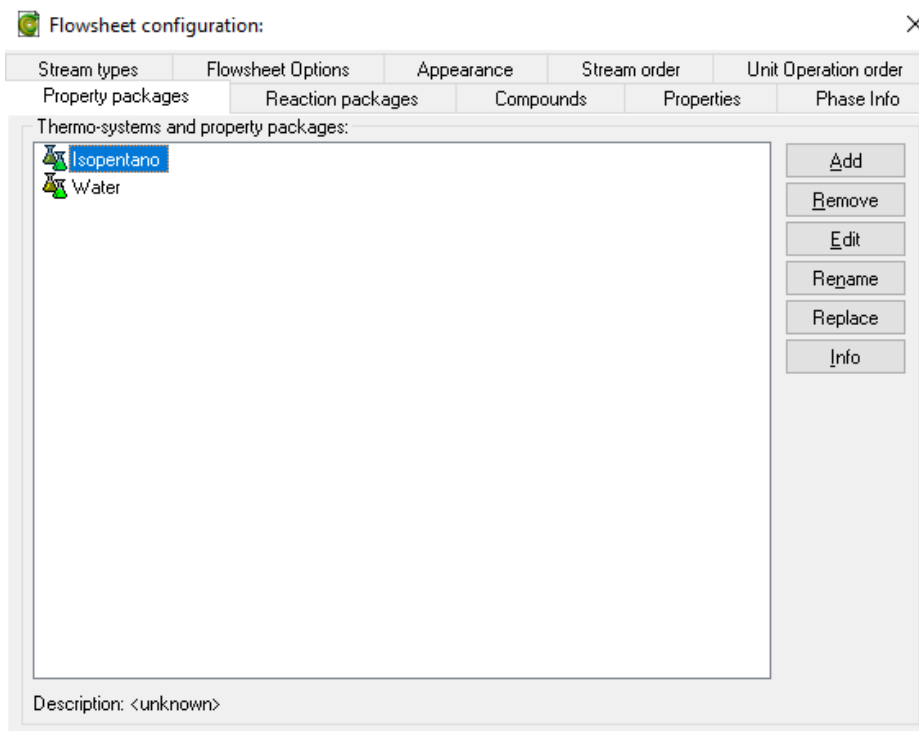


Figura 66. Compuestos presentes en la simulación en COCO.

El iso-pentano sale del evaporador a unas condiciones de $P = 16 \text{ bar}$ y $T = 140,12 \text{ }^\circ\text{C}$. La corriente de vapor resultante entra en la turbina (10→11) donde, a través de una caída de presión hasta los 0,5 bar, se consigue generar 7090,53 kW

Al igual que en la otra turbina, el vapor saliente de la turbina es llevado a un condensador. En este caso el refrigerante empleado es agua, que entra a unas condiciones de $P = 0,92 \text{ bar}$ y $T = 2 \text{ }^\circ\text{C}$; ya que no se puede emplear aire al entrar este a una temperatura superior a la que sale el iso-pentano. Las necesidades de refrigeración para llevar al vapor hasta las condiciones de líquido saturado son de 29518,04 kW.

Al describir el iso-pentano un circuito cerrado, la corriente 12 se lleva a una bomba. Es en este equipo (12→13) donde se realiza una compresión hasta los 16 bares. A partir de este punto, el iso-pentano vuelve a entrar en el evaporador comenzando de nuevo el ciclo.

Para el cálculo del flujo másico requerido se emplean un controlador y la unidad de control de flujo. El valor de control (Potencia neta) se obtiene mediante dos sumadores de información: el primero que calcula las pérdidas (Bomba + ventiladores + pérdidas mecánicas) y el segundo, que resta las pérdidas a la potencia bruta generada en la turbina.

El flujo másico de geofluido requerido para este sistema es de 144,99 kg/s. Por su parte, el flujo de iso-pentano empleado es de 64,70 kg/s. Este flujo es el máximo encontrado, mediante la simulación, que garantiza que la corriente saliente del evaporador es vapor.

5.5.2 DIAGRAMA EN COCO

El diagrama de flujo resultante, obtenido en COCO es el que se muestra en la Figura 67. Para poder verlo con mayor detalle se recomienda la sección de planos del Anexo.

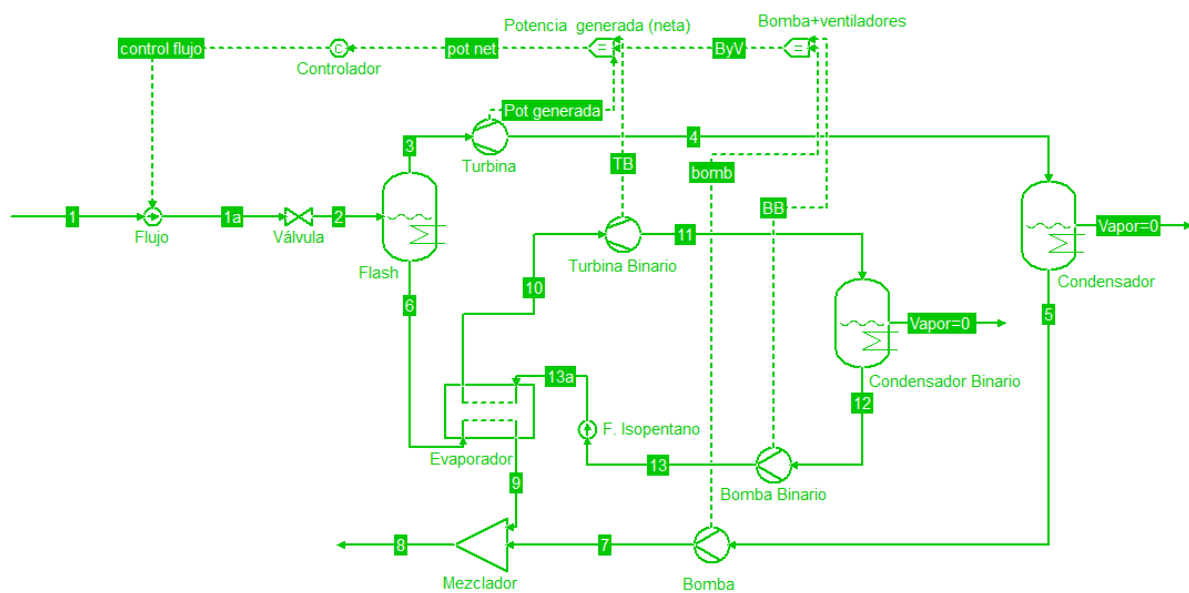


Figura 67. Diagrama del sistema híbrido flash-binario.

5.5.3 PROPIEDADES Y PARÁMETROS

Mediante el volcado de datos en Excel, se consigue la siguiente tabla, donde se pueden observar las propiedades de las corrientes y los parámetros característicos del sistema.

Tabla 10. Parámetros característicos y propiedades de las corrientes para el sistema híbrido flash-binario.

Estado	P (bar)	T (°C)	x	s (kJ/kg·K)	h (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	ṁ (kg/s)	Ẃx (kW)
2	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	144,99	101366,33
3	15,00	198,30	1,00	6,44	2791,42	952,43	97,14	92521,97
4	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	97,14	20834,27
5	0,10	45,81	0,00	0,65	191,81	7,50	97,14	728,65
6	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	47,85	8843,64
7	15,00	45,90	0,00	0,65	193,49	9,02	97,14	876,58
8	15,00	37,19	0,00	0,53	157,12	5,66	144,99	820,30
9	15,00	19,51	0,00	0,29	83,28	1,77	47,85	84,81
10	16,00	140,35	1,00	0,22	175,96	132,30	64,70	8559,77
11	0,50	63,96	1,00	0,29	66,37	3,34	64,70	216,04
12	0,50	9,35	0,00	-1,29	-389,86	-0,04	64,70	-2,37

13	16,00	9,93	0,00	-1,29	-387,14	2,60	64,70	167,96
0	0,92	12,40	0,00	0,19	52,17	0,00	-	0,00
0 (Iso-pentano)	0,92	12,40	0,00	-1,27	-383,14	0,00	-	0,00
1a (Geofluido)	24,55	223,00		4,95	2149,01	737,46	144,99	106924,95
\dot{W}_{TB}	7090,53		kW					
\dot{W}_T	60579,97		kW					
\dot{W}_{bruta}	67670,50		kW	Potencia específica total				
$\dot{W}_{pérdidas}$	1354,71		kW	Bombas+ Ventiladores + Pérdidas mecánicas				
\dot{W}_{neta}	66315,79		kW					
$\dot{Q}_{entrada}$	311584,96		kW					
\dot{W}_E	63000,00			Potencia eléctrica neta generada				
η_{el}	0,2022							
η_{ex}	0,6202		-	Respecto a la corriente del geofluido a la entrada del sistema				
η_t	0,2128		-	Respecto al calor de entrada del geofluido				

5.5.4 BALANCES DE ENERGÍA Y EXERGÍA GLOBALES

Se realiza un análisis termodinámico de los equipos a este sistema, al ser el escogido en el apartado 5.6. Por tanto, el balance de energía y el balance exergético detallado del proceso se muestran en el capítulo 6, apartado 6.1.

5.6 MÉTODO DE SELECCIÓN Y SISTEMA ESCOGIDO

Para determinar de un modo claro y conciso el mejor sistema de generación se emplea el método de factores ponderados. En él, se asigna a cada sistema una valoración del 1 al 4. Los factores que se han considerado relevantes para la selección son:

- La exergía de la corriente de geofluido entrante ($\dot{E}x_{1a}$). Se considera el factor más importante al disminuir con el tiempo en los históricos reales de centrales geotérmicas en activo [39]. Como el geofluido se encuentra en las mismas condiciones termodinámicas en los cuatro sistemas, la exergía de la corriente de entrada dependerá directamente del flujo másico calculado mediante la simulación. En base a esto se le asigna un peso del 40%.
- Rendimiento exergético (η_{ex}). Si el factor más relevante es la exergía de entrada, es lógico que le siga este parámetro. El rendimiento exergético se encuentra relacionado con el coste económico requerido para la producción energética. A un mayor rendimiento, menores costes exergéticos económicos unitarios [34]. Por tanto, se le asigna una ponderación del 30%.
- Rendimiento térmico (η_t). Pese a ser un factor que profundiza menos en el aprovechamiento de la energía entrante, es otro indicador fundamental en la caracterización del proceso. Por lo tanto, tiene una ponderación del 20%.
- Número de equipos principales. Suponiendo que los equipos homónimos de los diferentes sistemas ocupasen un tamaño similar. Cuantos más equipos existan mayor espacio se ocupará, generando un mayor impacto ambiental y económico. Al ser un valor estimado, su peso es el menor de todos e igual al 10%.

Una vez establecidas las ponderaciones se realiza la Tabla 11. En ella se pueden observar las calificaciones en la parte superior del recuadro y los valores reales, objeto de calificación, entre paréntesis y en la parte inferior. La calificación total es el resultado de la suma ponderada de las valoraciones del 1 al 4 en cada fila.

Tabla 11. Valoración mediante el método de factores ponderados de los sistemas de generación diseñados.

Sistema	$\eta_{ex}(30\%)$	$\eta_t (20\%)$	$\dot{E}x_{1a} (kW)(40\%)$	Nº de equipos (10%)	TOTAL
Flash simple	1 (0,5635)	1 (0,1934)	1 (117692,66)	4 (7)	1,30
Flash doble	2 (0,5914)	2 (0,2030)	2 (112126,28)	3 (10)	2,10
Flash simple-doble	3 (0,5985)	3 (0,2054)	3 (110808,44)	1 (17)	2,80
Flash binario	4 (0,6202)	4 (0,2128)	4 (106924,95)	2 (11)	3,80

El sistema escogido será por lo tanto el **híbrido flash-binario**. Se puede comprobar como este sistema es el segundo que más dispositivos involucra. Sin embargo, este aspecto se ve compensado por el hecho de que es el sistema con los mejores rendimientos y la menor exergía de entrada requerida para la producción de los 63 MWe netos (60 MWe mas sobredimensionamiento del 5%) propuestos.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

6. RESULTADOS

El sistema elegido para la presentación de los resultados es el sistema híbrido flash-binario. A lo largo de este capítulo se van a exponer en primer lugar los resultados del análisis termodinámico comenzando por los parámetros descritos en el apartado de metodología del capítulo 4, seguido de un análisis de los ciclos termodinámicos obtenidos y de un estudio paramétrico.

En segundo lugar, se ha creído conveniente introducir en el presente capítulo una recopilación de los principales equipos que integran la planta diseñada. Este apartado constituye por lo tanto un diseño preliminar de los componentes, que aporta información sobre el equipamiento real que presentan las plantas geotérmicas.

6.1 RESULTADOS TERMODINÁMICOS

Los resultados energéticos y exergéticos de las corrientes se encuentran disponibles en el apartado 5.5.3. Para conocer de modo más específico el comportamiento de la planta, se realiza el estudio de los equipos que la integran.

6.1.1 BALANCE, RENDIMIENTO Y PÉRDIDA EXERGÉTICOS

En relación al apartado 4.2.8 se obtienen los valores de rendimiento exergético y de destrucción de exergía de la válvula y el separador, las turbinas, los condensadores, las bombas, el evaporador y el mezclador.

Para el cálculo los condensadores, es preciso conocer las corrientes de refrigerante. Como se describió anteriormente, el condensador emplea aire como refrigerante, mientras que el condensador binario emplea agua.

Tabla 12. Condiciones de las corrientes de refrigeración de los condensadores.

		P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{E}x$ (kW)
Agua	entrada	0,92	5,00	21,11	306,09	249,82
	salida		25,00	104,92		345,93
Aire	entrada		12,40	12,40	5919,33	0,00
	salida		45,00	45,00		10242,70

No es posible conseguir que el iso-pentano salga del condensador en condiciones de líquido saturado ($P = 0,5 \text{ bar}$ y $T = 9,35 \text{ °C}$) empleando aire que entra a condiciones ambientales ($P = 0,92 \text{ bar}$ y $T = 12,4 \text{ °C}$) ya que la temperatura de entrada de este es superior a la de salida del iso-pentano.

Tabla 13. Destrucción de exergía y rendimiento exergético en los equipos.

	η_{ex}	$\dot{E}x_d$ (kW)
Válvula y separador flash	0,9480	5559,34
Turbina	0,8451	11107,74
Turbina binario	0,8498	1253,20
Condensador	0,4849	10878,95
Condensador binario	0,4400	122,31
Bomba	0,9105	14,55
Bomba binario	0,9667	5,87
Evaporador	0,9581	367,01
Mezclador	0,8532	141,09
TOTAL		29450,06

Los valores de rendimiento exergético expresados en la Tabla 13 se pueden comparar con mayor facilidad en el gráfico que se representa a continuación. Se observa como todos presentan eficiencias elevadas, superiores al 85%, con la excepción de los condensadores. El rendimiento exergético obtenido es inferior al 50% en ambos equipos.

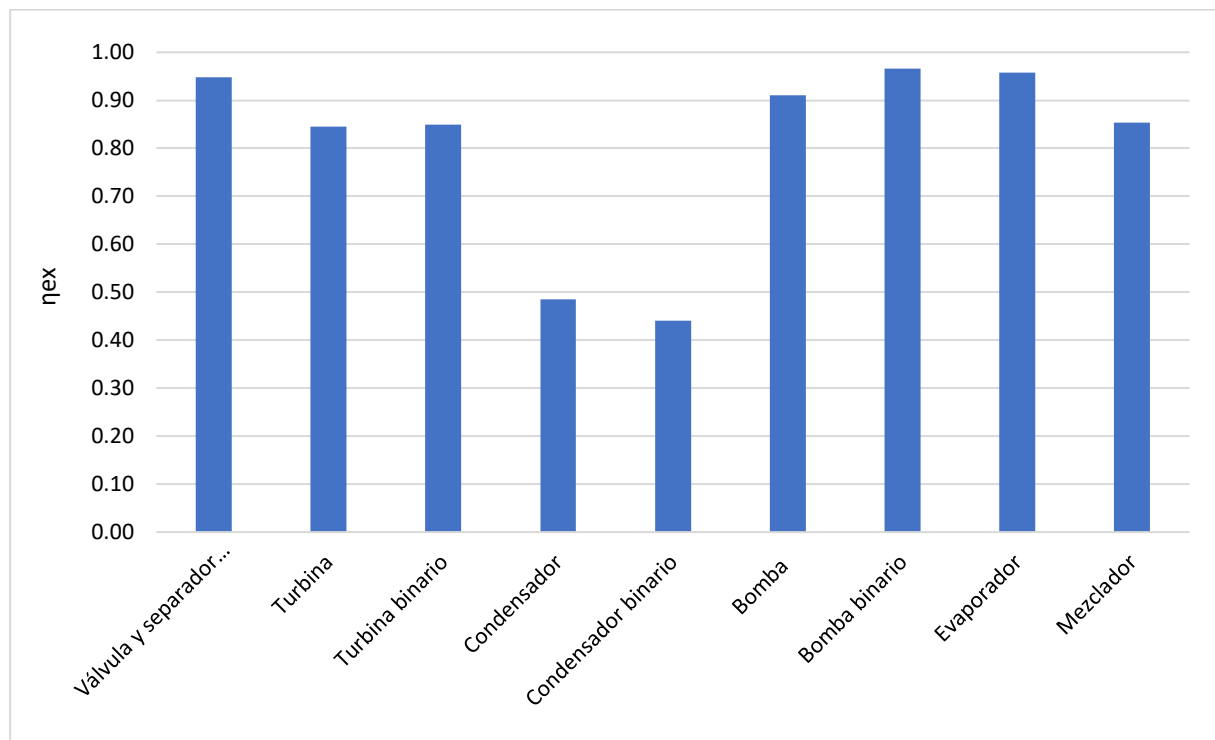


Figura 68. Rendimiento exergético relativo a equipos.

La destrucción exergética total presenta un valor de $\dot{E}x_{d,Total} = 29450,06 \text{ kW}$. Una vez obtenido este dato se puede obtener el porcentaje de destrucción exergética por componente respecto de la exergía de entrada (δ (%)) así como la contribución relativa de cada equipo a la destrucción exergética total o irreversibilidad relativa (I (%)).

Tabla 14. Porcentaje de destrucción exergética por componente e irreversibilidad relativa.

	I (%)	δ (%)
Válvula y separador flash	18,88	5,20
Turbina	37,72	10,39
Turbina binario	4,23	1,17
Condensador	36,94	10,17
Condensador binario	0,40	0,11
Bomba	0,05	0,01
Bomba binario	0,02	0,01
Evaporador	1,29	0,35
Mezclador	0,48	0,13
TOTAL	100,00	27,54

De nuevo, resulta más fácil la comparación de estos resultados gráficamente. Se puede comprobar en el siguiente gráfico de sectores (Figura 69) como la mayor destrucción exergética se produce en las turbinas con casi un 42%. Le siguen los condensadores, cuya destrucción exergética es debida fundamentalmente al condensador refrigerado por aire. Se muestra que no solo tiene una baja eficiencia, si no que también es relevante su contribución a la pérdida exergética total.

Si bien los condensadores refrigerados por aire disminuyen la dependencia de la planta a un suministro cercano y con capacidad suficiente de agua, desde un punto de vista exergoeconómico se observa que son una peor elección frente a los condensadores refrigerados por agua.

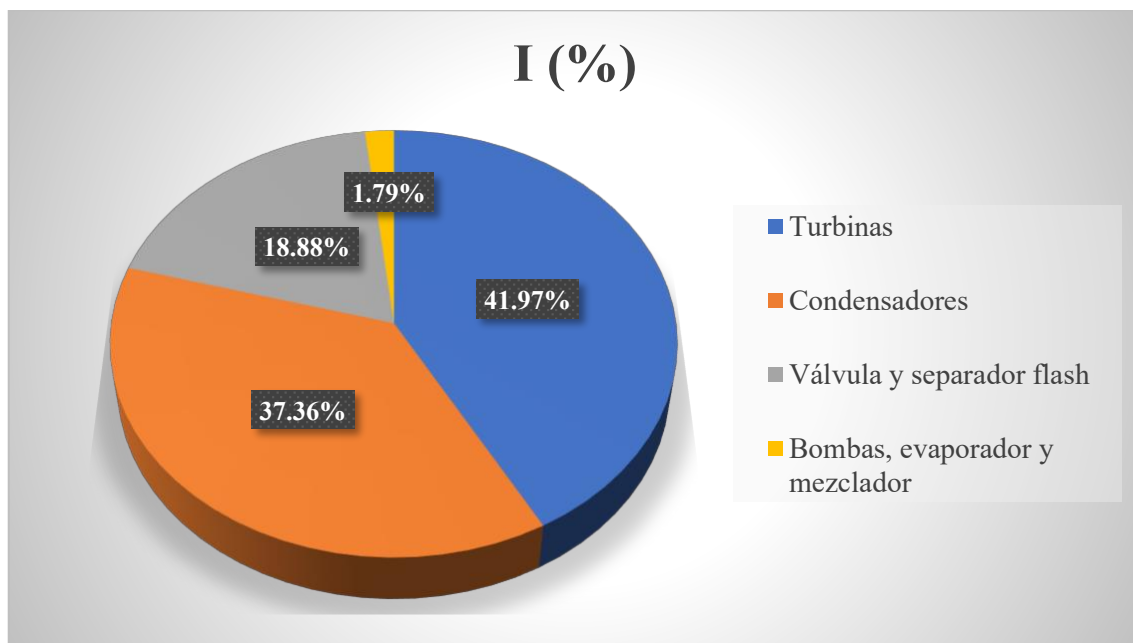


Figura 69. Distribución de la irreversibilidad relativa.

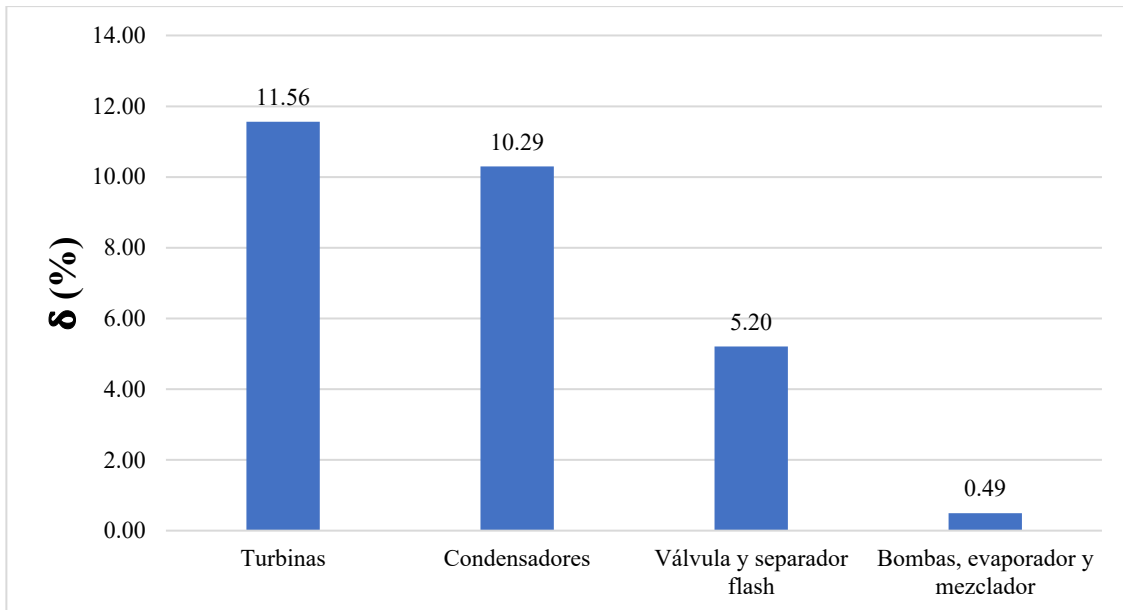


Figura 70. Porcentaje de destrucción exérgica por componentes agrupados.

En cuanto al porcentaje de destrucción de exergía, la ordenación es la misma que para la irreversibilidad relativa. Destaca la baja contribución de bombas, evaporador y mezclador ya que juntos suponen aproximadamente el 0,49 % de la destrucción exérgica total.

No todas las pérdidas son debidas a la destrucción exérgica. Para obtener el computo global es preciso tener en cuenta la exergía no aprovechada, que es el sumatorio de la corriente de geofluido que abandona el sistema y de la exergía no aprovechada en la refrigeración de los condensadores.

Tabla 15. Desglose de la exergía no aprovechada.

	(kW)
$\dot{E}x_g$	820,30
$\dot{E}x_{H_2O}$	96,10
$\dot{E}x_{aire}$	10242,70
Exergía no aprovechada	11159,10

El balance de exergía resultante es:

Tabla 16. Balance de exergía.

	δ (%)	$\dot{E}x$ (kW)
Destrucción exérgica en equipos	27,54	29450,06
Potencia neta	62,02	66315,79
Exergía no aprovechada	10,44	11159,10
Exergía de entrada	100	106924,95

De la Tabla 16 se obtiene el siguiente diagrama de Sankey:

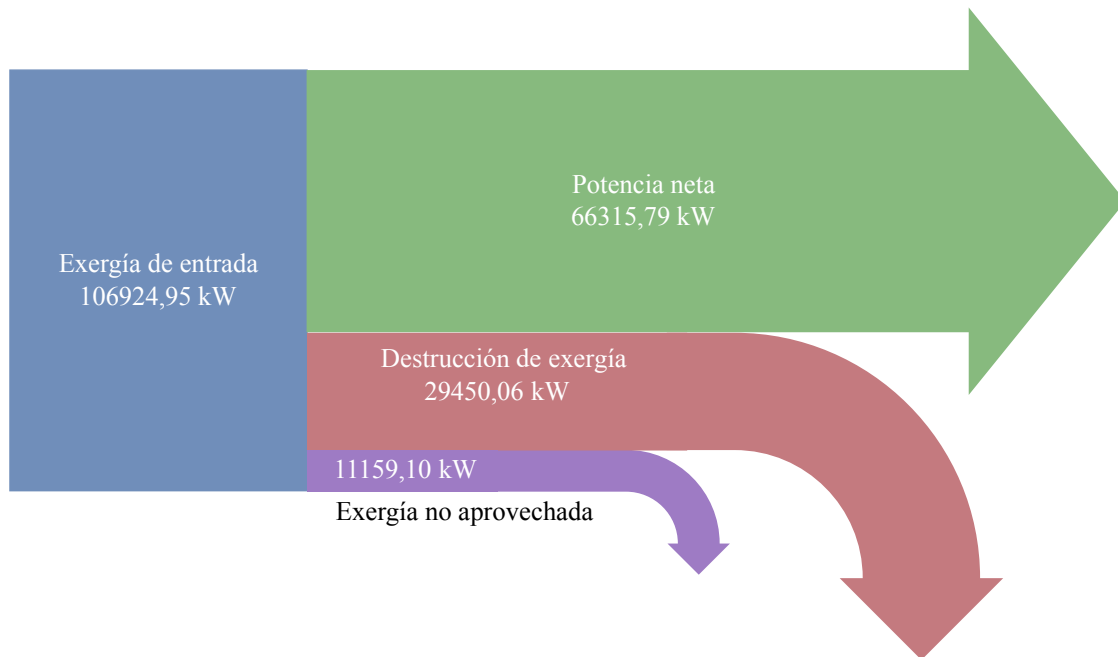


Figura 71. Diagrama de Sankey del sistema completo.

6.1.2 BALANCE ENERGÉTICO Y RENDIMIENTO TÉRMICO

El balance de energía global se obtiene considerando los flujos energéticos que entran y salen de este. Se comprueba a través de la Tabla 17 que se cumplen los principios de conservación de la masa y de la energía. En el caso del balance energético se aprecia una ligera diferencia entre el flujo de entrada y de salida. Se debe a la pérdida de decimales en la exportación de datos de C.O.C.O a Excel y supone un error del 0,00017%. Se considera por tanto como correcto el balance.

Tabla 17. Balance de energía.

Balance de energía				
Corriente		\dot{m} (kg/s)	Flujo energético (kW)	Flujo total (kW)
Entrada	1a	144,99	311584,96	388936,14
	Aire entrante	5919,33	73399,71	
	$\dot{W}_{pérdidas}$	-	1354,71	
	Agua entrante	306,09	2596,75	
Salida	8	144,99	22780,25	388935,49
	\dot{W}_{bruta}	-	67670,50	
	Aire saliente	5919,33	266369,92	
	Agua saliente	306,09	32114,82	

Con los datos de calor de entrada (311584,96 kW) y de potencia neta (66315,79 kW), se obtiene el rendimiento energético:

$$\eta_t = \frac{66315,79}{311584,96} = 0,2128 \rightarrow 21,28\%$$

Este valor, así como el rendimiento energético del resto de sistemas estudiados es ligeramente superior a aquellos encontrados en bibliografía. Esto se puede deber a la cercanía en cuanto a condiciones de P y T entre la entrada y salida del geofluido en la válvula de expansión (1a→2), que se puede comprobar en la Figura 72 y la Figura 73.

6.1.3 DIAGRAMAS DEL CICLO TERMODINÁMICO

A partir de los datos del apartado 5.5.3 se obtienen los diagramas siguientes:

- **Agua:**

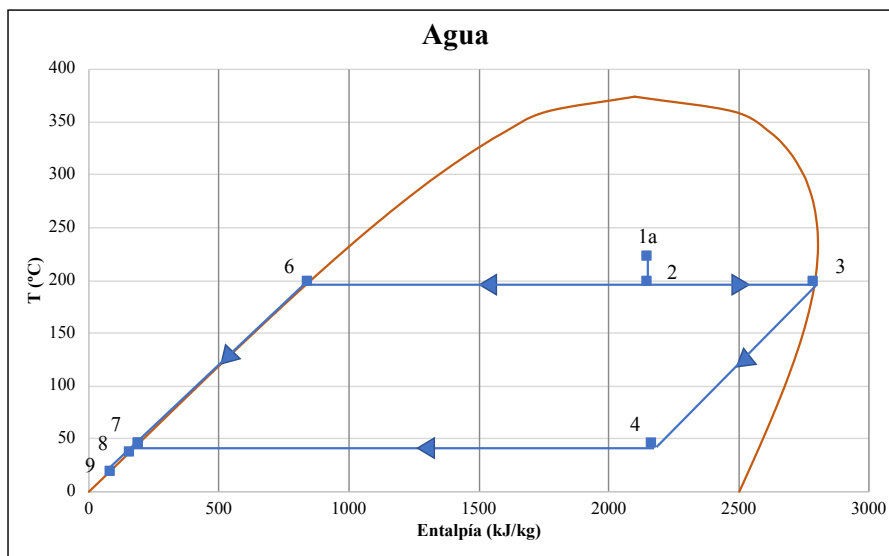


Figura 72. Diagrama T-h del agua.

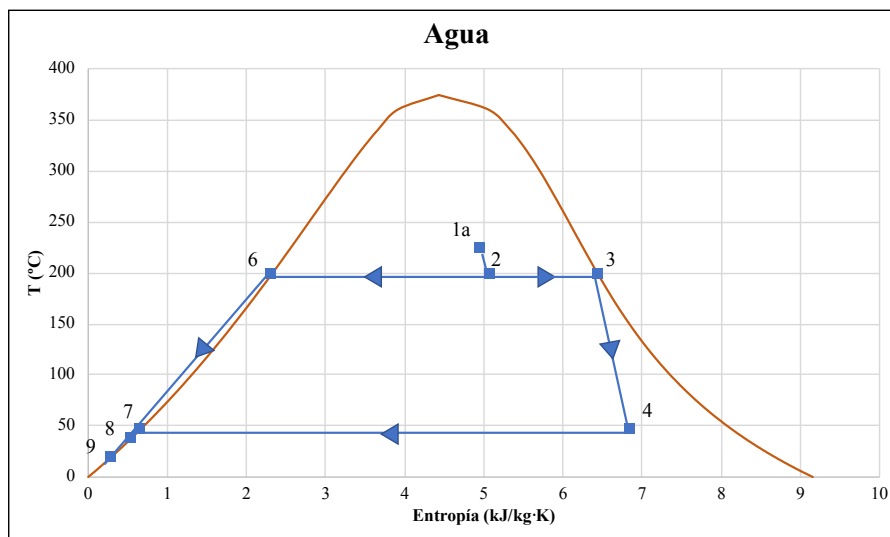


Figura 73. Diagrama T-s del agua.

- Isopentano:

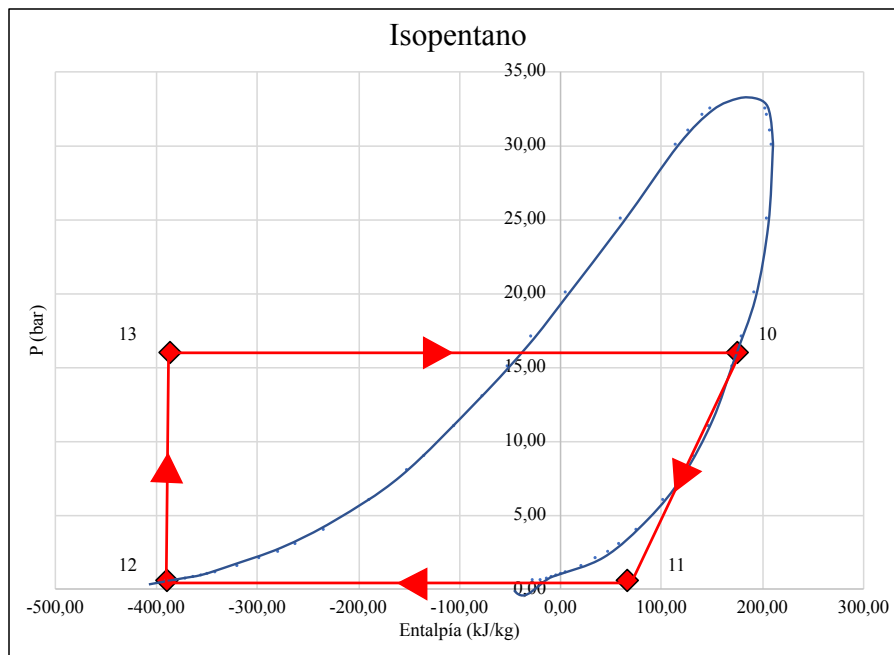


Figura 74. Diagrama P-h del isopentano.

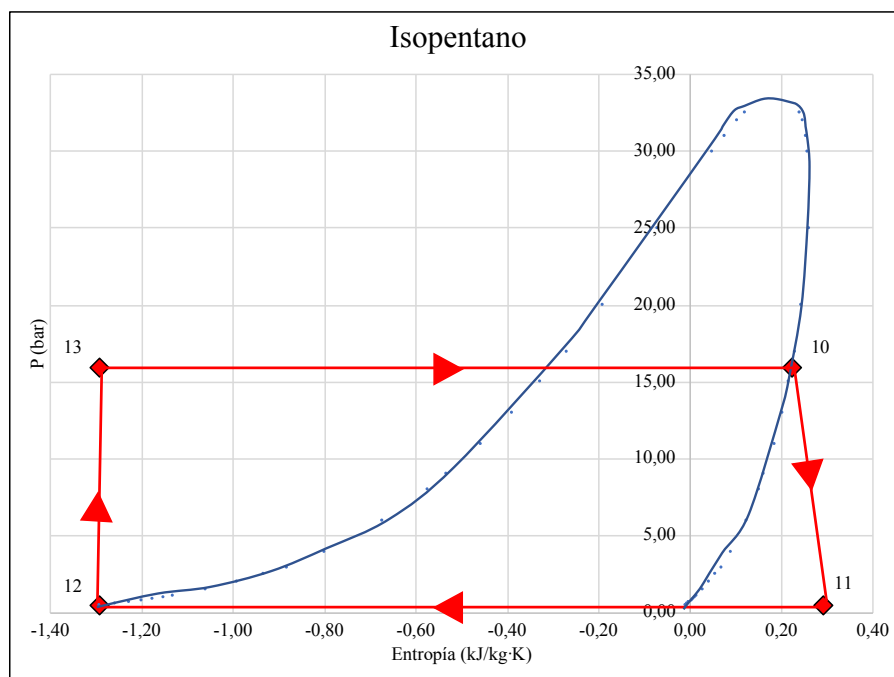


Figura 75. Diagrama T-s del iso-pentano.

Se puede corroborar que el perfil que presentan los diagramas es similar al que se relata en el capítulo 3 de este trabajo. Para el caso del iso-pentano, se aprecian claramente las cuatro etapas del ciclo: Calentamiento isobárico, expansión en la turbina, condensación y bombeo.

El agua describe un trazado más complejo sobre el diagrama. Las dos líneas horizontales representan (de arriba abajo) la separación flash y el proceso de condensación. En el enfriamiento (6→9) se aporta el calor necesario para llevar al iso-pentano del estado 13 al estado 10.

6.2 ESTUDIO PARAMÉTRICO

Se realiza un estudio paramétrico para estudiar la influencia de la variación de dos parámetros de manera independiente en los parámetros característicos del ciclo de funcionamiento:

- El flujo másico de iso-pentano (\dot{m}_{iso}).
- La presión de salida de la válvula de expansión (P_{10}).

6.2.1 FLUJO MÁSIICO DE ISO-PENTANO

Para el diseño de la planta se buscó conseguir el flujo másico máximo de iso-pentano que diese lugar a una evaporación total tras el intercambio de calor dentro del evaporador. Mediante este estudio se pretende conocer el flujo de iso-pentano que da lugar a mejores valores de potencia y rendimiento.

Tabla 18. Variación de la potencia eléctrica y los rendimientos con el flujo másico de iso-pentano.

\dot{m}_{iso} (kg/s)	\dot{W}_E (kW)	η_{el}	η_t	η_{ex}
62,70	63000,61	0,202194	0,212836	0,620215
62,90	63000,78	0,202195	0,212836	0,620216
63,10	63000,93	0,202195	0,212837	0,620218
63,30	63000,95	0,202195	0,212837	0,620218
63,50	63000,97	0,202195	0,212837	0,620218
63,70	63000,93	0,202195	0,212837	0,620218
64,00	63000,78	0,202195	0,212836	0,620217
64,50	63000,2	0,202193	0,212834	0,620212
64,70	63000,00	0,202192	0,212834	0,620209

La Tabla 18 muestra los parámetros estudiados, potencia eléctrica, rendimiento eléctrico, rendimiento térmico y rendimiento exergético no varían demasiado al modificar el flujo másico de iso-pentano. La potencia eléctrica generada siempre ronda los 63 MW, y lo mismo ocurre con los valores de rendimientos: se encuentran en valores muy cercanos entre si. A partir de los valores tabulados, se expresa uno de los parámetros en la Figura 76 (ya que el resto presenta el mismo perfil), en este caso el rendimiento exergético.

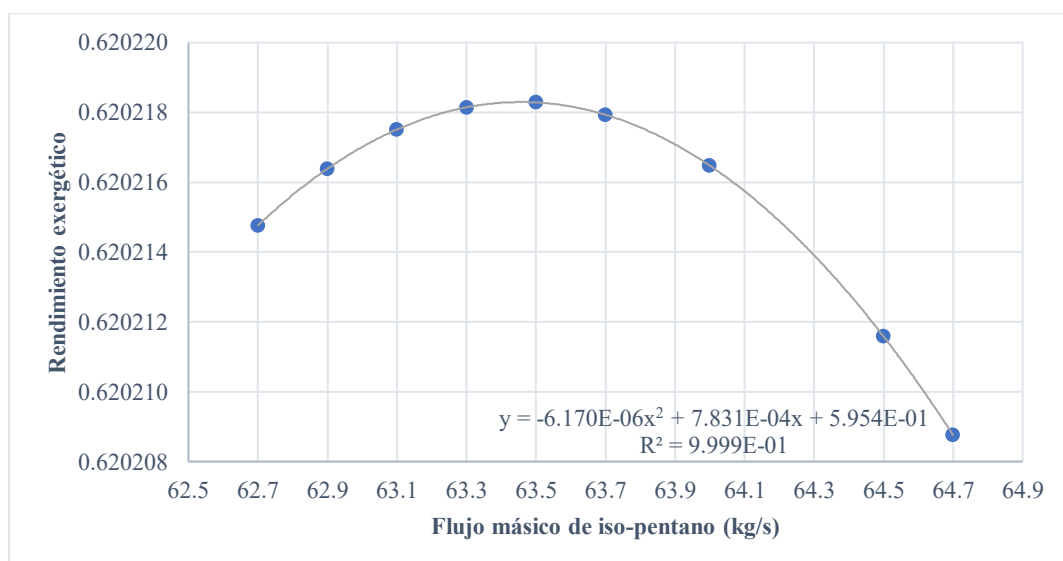


Figura 76. Variación del rendimiento exergético con el flujo másico de iso-pentano.

A partir de los valores representados se obtiene una recta de regresión, acepta coeficiente de determinación. Si, a partir de la ecuación resultante de la regresión, se calcula el valor máximo de esta se obtiene que el flujo másico de iso-pentano óptimo es de **63,46 kg/s**.

6.2.2 PRESIÓN DE SALIDA DE LA VÁLVULA DE EXPANSIÓN

En este caso la influencia de la presión de salida de la válvula de expansión es mayor, se observa en la Tabla 8 cómo al modificar este parámetro se consiguen diferentes títulos de vapor (x). Esto se traduce en diferentes flujos másicos a la salida del separador flash y por tanto diferentes valores de potencias generadas y rendimientos.

Tabla 19. Variación del título de vapor y los rendimientos con la presión de salida de la válvula de expansión.

P_{10} (bar)	x	\dot{W}_E (kW)	η_t	η_{ex}
12,00	0,680	64024,46	0,2055	0,5988
13,00	0,677	64860,05	0,2082	0,6066
14,00	0,673	65620,38	0,2106	0,6137
15,00	0,670	66315,79	0,2128	0,6202
16,00	0,667	66954,84	0,2149	0,6262
17,00	0,664	67542,85	0,2168	0,6317
18,00	0,661	68086,03	0,2185	0,6368
19,00	0,659	68586,29	0,2201	0,6414
20,00	0,656	69052,49	0,2216	0,6458
22,00	0,651	69888,78	0,2243	0,6536
24,55	0,651	70794,61	0,2272	0,6621

Se observa que, manteniendo constante el flujo de iso-pentano, tanto la potencia como los rendimientos aumentan significativamente con el aumento de la presión de salida de la válvula.

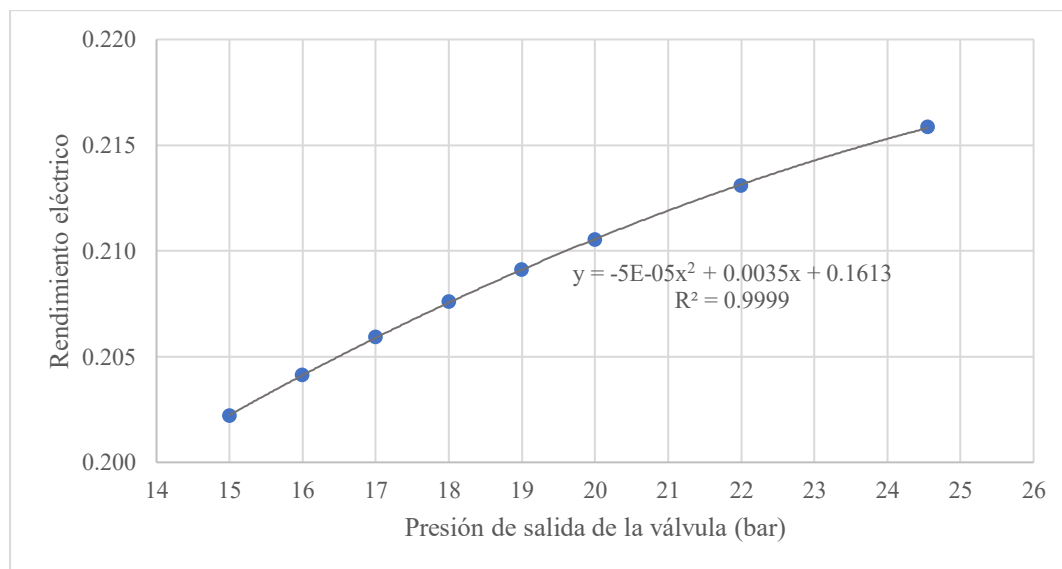


Figura 77. Evolución del rendimiento eléctrico frente a la presión de salida de la válvula de expansión.

Esto indica que, bajo la modificación de la presión de salida de la válvula, el geofluido entrante tiene la capacidad de producir una potencia eléctrica cercana a los 71 MW. Sin embargo, al alejarse esta potencia generada del valor de diseño inicial, se concluye que los parámetros de diseño ($P_{10}= 15$ bar; $x=0,670$) son correctos.

Se consideran positivos estos resultados ya que, frente a un posible decaimiento de la exergía que se puede extraer de los pozos, existe la posibilidad de alcanzar los objetivos fijados mediante la modificación de la caída de presión en la válvula de expansión.

6.3 EJEMPLOS DE MODELOS COMERCIALES

6.3.1 SEPARADOR FLASH

Las fases del fluido geotérmico que entra en la planta tienen que separarse para así poder introducir el vapor en la turbina. Por ello es importante la utilización del separador flash. Los diseños más populares son el separador de ciclón vertical y el separador horizontal. Las plantas geotérmicas emplean en su mayoría separadores verticales frente a los horizontales. Aproximadamente, el 70% de los separadores empleados en el sector son verticales [40].



Figura 78. Esquema de un separador de ciclón vertical y separadores verticales de la central de Miravalles (De derecha a izquierda) [9], [41].

El separador de ciclón vertical emplea la fuerza centrífuga para separar ambas fases. El vapor, de menor densidad que el agua, tiende a quedarse en el centro del recipiente mientras que el agua tiende a pegarse a las paredes.

De este modo, introduciendo un conducto en la parte central del separador, se logra separar la corriente de vapor, que sale por la parte inferior del equipo. El agua cae por gravedad a través de las paredes hasta llegar al conducto de salida, situado en la parte lateral inferior.

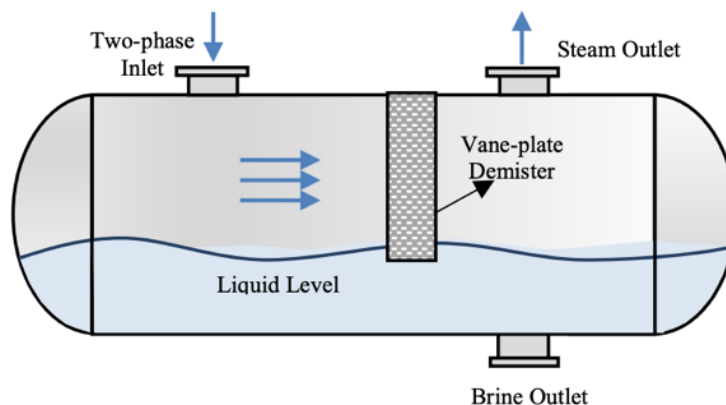


Figura 79. Separador horizontal [41].

El separador horizontal basa el proceso de separación en la fuerza de la gravedad. El agua se deposita en el fondo, mientras que el vapor sale por la parte de arriba. El vapor pasa antes por un eliminador de niebla, que evita que salgan gotas de agua por la corriente gaseosa [41].

6.3.2 TURBINAS

- **Turbina de vapor:**

Para el presente trabajo se escoge la familia de turbinas geotérmicas de Siemens [42]. Esta marca proporciona un amplio catálogo de equipos en función de los parámetros de diseño deseados. El diseño específico está supeditado a las características del fluido extraído como: temperatura, gases no condensables, presión, pH o sólidos insolubles.

Turbine Type	SST-400 GEO						SST-500 GEO		
	Size 1*		Size 2		Size 3*		Size 4	Size 5*	Size 6
Nominal size									
Condensing (Con)/ Back-pressure (BP)	Con	BP	Con	BP	Con	BP	Con	Con	Con
Power output maximum	10 MW	15 MW	19 MW	30 MW	35 MW	40 MW	50 MW	70 MW	120 MW
Turbine speed (rpm)			5,500 rpm	5,000 rpm			3,000/ 3,600 rpm	3,000/ 3,600 rpm	3,000/ 3,600 rpm
Steam parameter									
Exhaust steam pressure maximum	0.4 bara/ 5.8 psia	1.4 bara/ 20 psia	0.4 bara/ 5.8 psia	1.4 bara/ 20 psia	0.4 bara/ 5.8 psia	1.4 bara/ 20 psia	0.4 bara/ 5.8 psia	0.4 bara/ 5.8 psia	0.4 bara/ 5.8 psia
Inlet steam pressure maximum	12 bara/ 176 psia		12 bara/ 176 psia		15 bara/ 220 psia		15 bara/ 220 psia	15 bara/ 220 psia	15 bara/ 220 psia
Inlet steam temperature maximum	250 °C/ 482 °F		250 °C/ 482 °F		250 °C/ 482 °F		250 °C/ 482 °F	250 °C/ 482 °F	250 °C/ 482 °F
Specification									
50 Hz/ 60 Hz	50 or 60 Hz		50 or 60 Hz		50 or 60 Hz		50 or 60 Hz	50 or 60 Hz	50 or 60 Hz
Single flow/ double flow	Single flow		Single flow		Single flow		Single flow	Double flow	Double flow
Exhaust configuration	Axial exhaust		Axial exhaust		Axial exhaust		Axial exhaust	Radial exhaust	Radial exhaust
Geared or direct drive	Geared drive		Geared drive		Geared or direct drive		Direct drive	Direct drive	Direct drive
Package Dimensions (typical / examples)									
Turbine L x W x H			3.5 x 3 x 3.2 m				6.5 x 3.9 x 4.5 m		9.6 x 6.4 x 5.1 m
Weight			31 t				100 t		240 t
Generator L x W x H			7 x 4 x 5 m				5.7 x 3.5 x 3.5 m		8.6 x 7.8 x 4.6 m
Weight			35 t				52 t		140 t
Footprint			13.6 x 6 x 5 m				12.6 x 5.1 x 5.3 m		19 x 8 x 6 m

Figura 80. Parámetros principales de las turbinas SST-400 GEO y SST-500 GEO [42].

En base a la potencia bruta requerida por la planta de 67670,50 kW se escoge el modelo SST-500 GEO. Tanto la presión de entrada (15 bar) como la presión de salida (0,1 bar) se encuentran dentro de los parámetros máximos de diseño. También lo está la temperatura, con una temperatura máxima de 250 °C y una temperatura de entrada real en el sistema de 198,3 °C.

El modelo SST-500 GEO dispone de dos tamaños, de los cuales se elige el Size 5 ya que la potencia máxima de salida de 70 MW es suficiente para la demandada. Se trata de una turbina

de doble flujo y de escape radial con un sistema de accionamiento directo. La forma que presenta, al igual que las diferentes partes que la integran, se puede observar en la Figura 81.

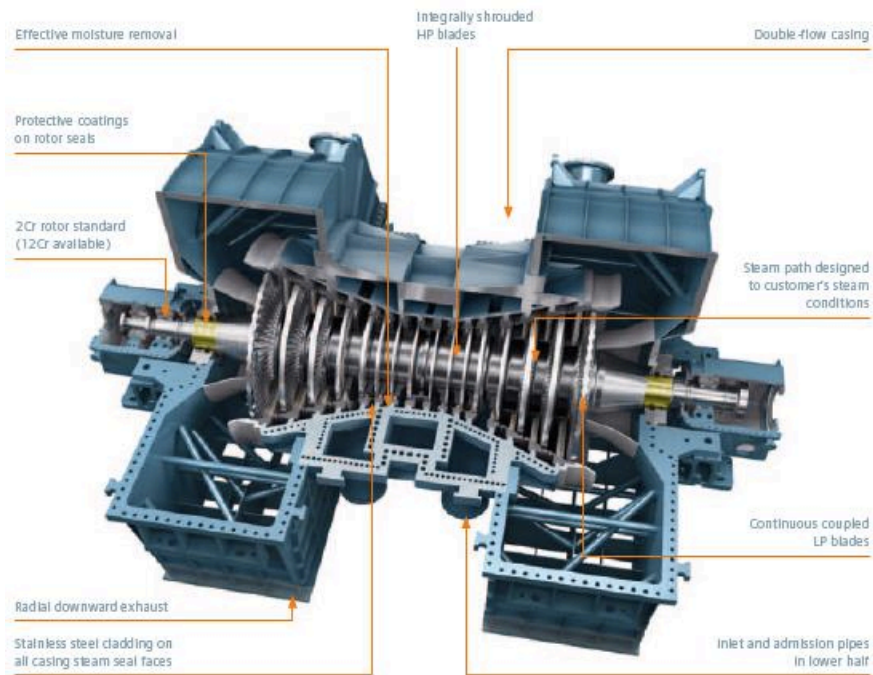


Figura 81. Estructura interna de la turbina SST-500 GEO [42].

- **Turbina binaria:**

Para la generación de electricidad empleando isopentano se requiere de turbinas que admitan fluidos orgánicos de mayor peso molecular y de un punto de ebullición inferior al del agua. Es complejo encontrar información sobre modelos comerciales que se adapten a la potencia necesaria para el ciclo de la planta diseñada (7090,53 MW) ya que las compañías comercializan sus sistemas ORC por módulos.

Los módulos comercializados por empresas como GE, Ormat, Turboden, Aqylon o Siemens están generalmente integrados por los equipos necesarios para que se lleve a cabo un ORC recuperativo con un precalentador, es decir: bomba, turbina, generador, evaporador, precalentador y recuperador. La venta se realiza en este formato debido a que cada casa tiene un proceso ORC optimizado que generalmente está patentado.

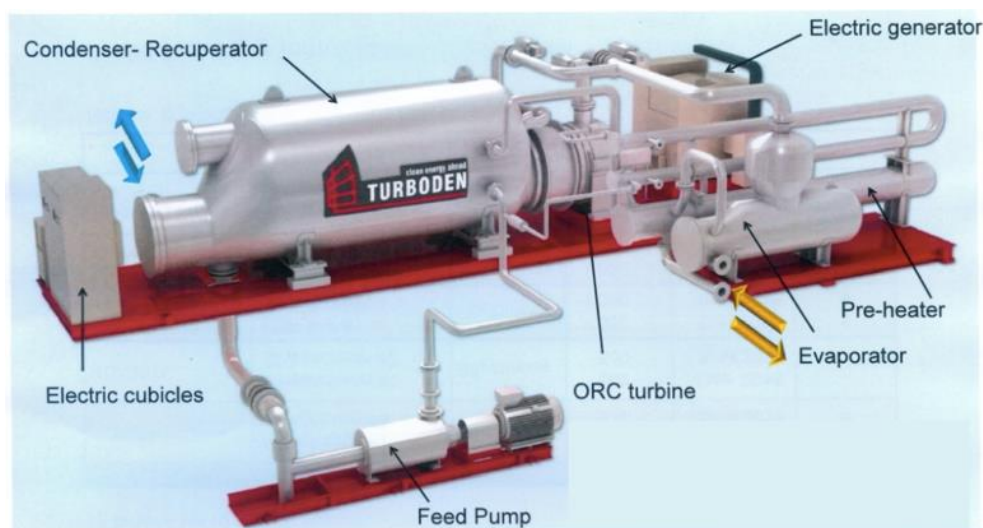


Figura 82. Módulo de generación a través del ORC [43].

6.3.3 GENERADOR

El giro en la turbina pasa a un generador a través de un eje común que une a ambos. Es en este equipo donde se transforma la energía mecánica en energía eléctrica. El generador escogido es el SGen-100A de Siemens.

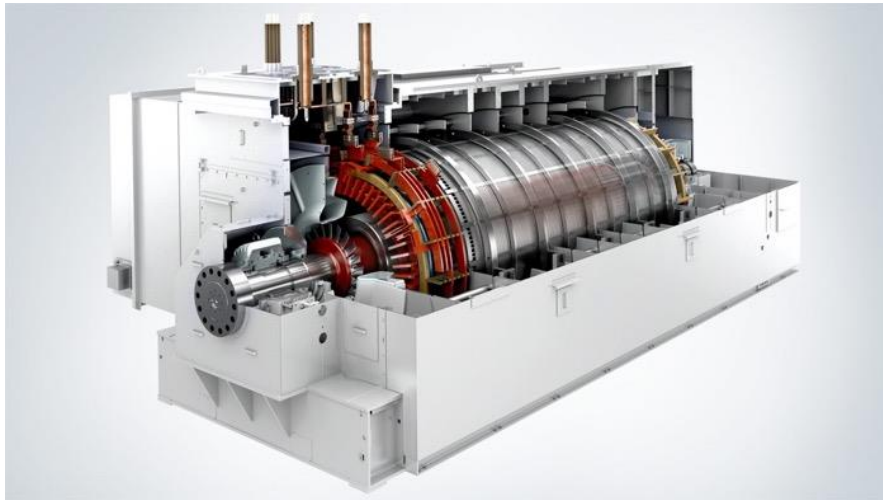


Figura 83. Generador SGen-100A [44].

Es generador refrigerado por aire, con rotor cilíndrico y estator anclado a dos soportes cilíndricos, evitando vibraciones y ruidos. Su diseño modular le permite tener capacidad de adaptación, admitiendo una potencia aparente de 25 a 370 MVA con un factor de potencia de 0,8 asumiendo que la frecuencia es de 50 Hz. Presenta un rendimiento eléctrico de hasta el 98,5%. Por tanto, admitiría el valor de diseño del 95%.

6.3.4 CONDENSADOR REFRIGERADO POR AIRE

Cuando las condiciones de operación y ambientales lo permiten, el condensador refrigerado por aire tiene varias ventajas respecto del refrigerado por agua de las que destacan [39]:

- No requiere del uso de químicos para tratar el agua.
- No existe consumo de vapor de agua parásito debido a la salida de gases no condensables.
- No presentan riesgo de congelamiento.
- Se reduce la dependencia de agua de refrigeración cercana.

Algunas de sus desventajas son que su eficiencia está ligada a la temperatura ambiente, descendiendo en verano [45]; o que su uso en sistemas flash puede dar lugar a incrustaciones de sales contenidas en el fluido geotérmico. Por eso, su implantación estaría ligada tanto a las condiciones ambientales, como a la composición del fluido geotérmico empleado.

En cuanto a modelos comerciales encontrados, la marca Hexacool® dispone de dos tipos de condensadores aplicables:

- Los modulares “estandarizados” (imagen superior en la Figura 84). Disponen de un ventilador axial que impulsa el aire. El aire enfría la corriente de vapor a través de los paneles distribuidos a lo largo de las paredes de la torre.
- Los modulares con “estructura innovadora” (imagen inferior en la Figura 84). Disponen de un ventilador axial que impulsa el aire. El aire enfría la corriente de vapor a través de los paneles distribuidos en forma de “A”. Esta configuración produce un ahorro en el impacto visual, en el peso y el acero requerido en su construcción entre otros.

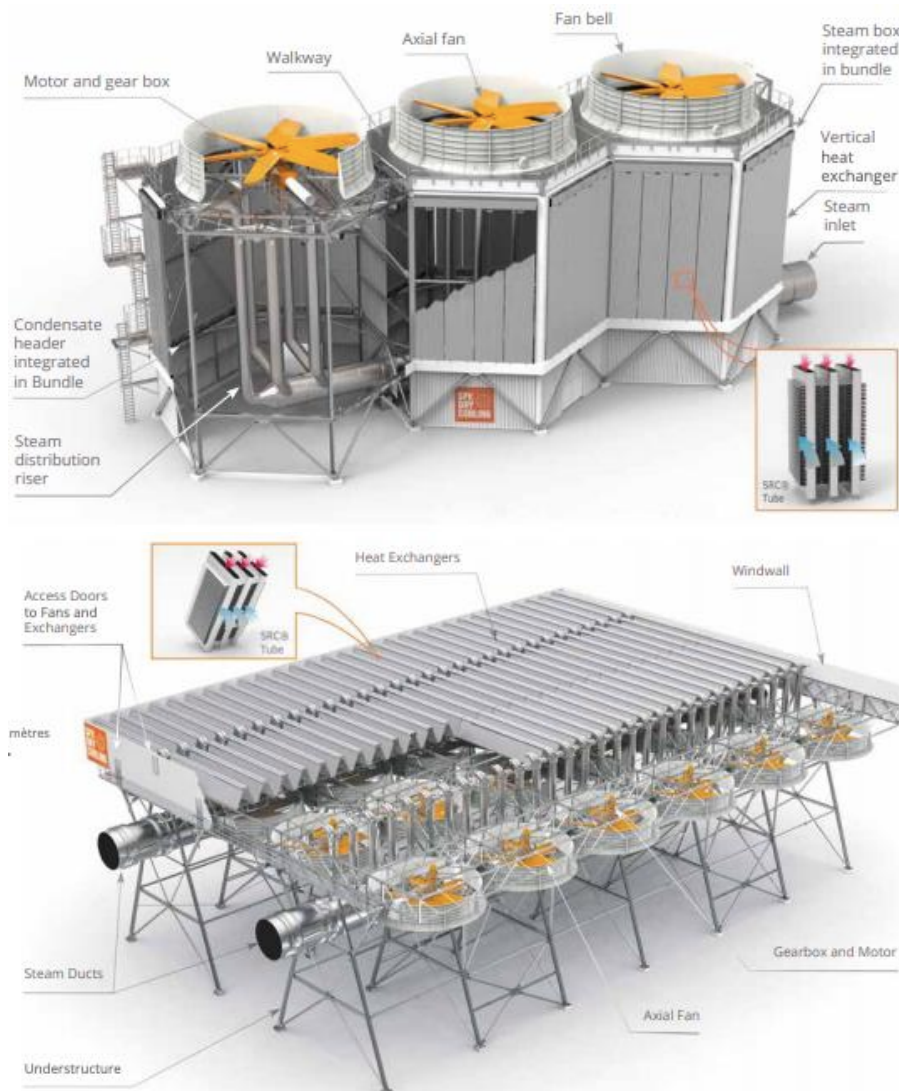


Figura 84. Estructura de los condensadores refrigerados por aire Hexacool@[46], [40].

6.3.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS

Tanto el evaporador como el condensador refrigerado por agua son intercambiadores de calor, se eligen de carcasa y tubos ya que se observa que son los más empleados para ambos equipos [45]. El funcionamiento de estos dispositivos se basa en que un fluido circula por los tubos, mientras que el otro lo hace por la carcasa. Existe por lo tanto un intercambio de calor en la superficie de los tubos, sin que exista contacto entre las sustancias implicadas.

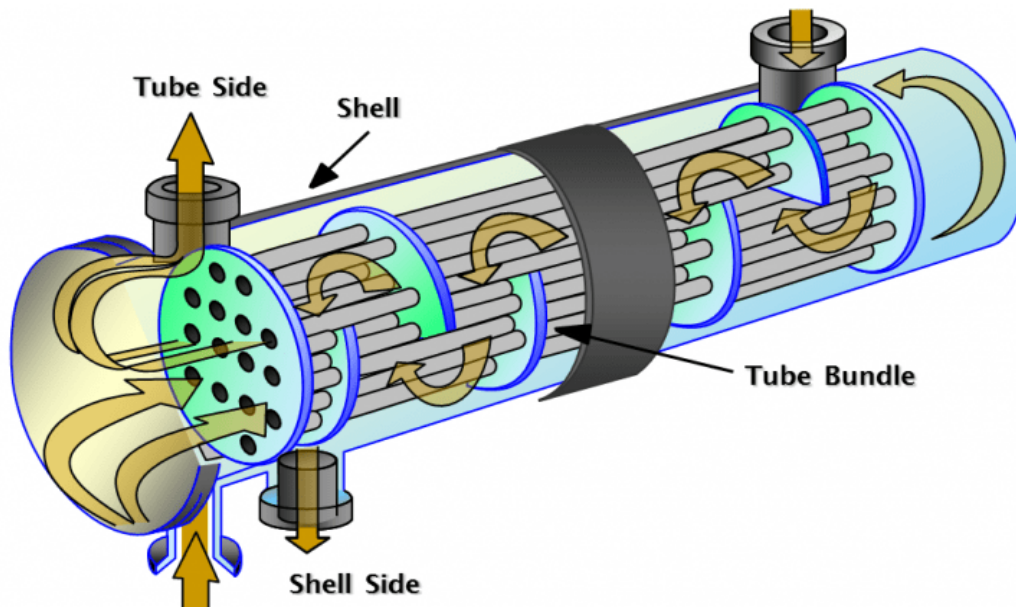


Figura 85. Ejemplo de intercambiador de carcasa y tubos [47].

El diseño específico del intercambiador se encuentra estandarizado, pudiendo elegir parámetros como los pasos por tubo, la configuración geométrica de estos tubos, el tipo de carcasa y coraza. Es también un factor importante la elección del tipo de material empleado (acero al carbono, acero inoxidable, etc).

CAPÍTULO 7

ESTUDIO ECONÓMICO

7. ESTUDIO ECONÓMICO

Con el objeto de conocer la viabilidad económica de la planta diseñada se realiza el estudio económico. Para su consecución se lleva a cabo la estimación de los costes de inversión, de operación y mantenimiento; el estudio del precio de la electricidad y de las ayudas económicas estatales para centrales de generación de energía geotérmica. Por último, se realiza el cálculo de los indicadores de viabilidad.

7.1 LEVELIZED COST OF ELECTRICITY (LCOE)

El parámetro empleado para la expresión de los costes es el LCOE (Levelized Cost of Electricity/Energy). El LCOE se define como el coste medio de producción de electricidad a lo largo de la vida útil de la planta [48]. De este modo, el LCOE recoge tres costes distintos: el coste de inversión (C_I), el coste de operación y mantenimiento (C_{OM}) y el coste asociado al combustible y a las emisiones de dióxido de carbono (C_F). Se puede expresar a través de la siguiente ecuación:

$$LCOE = \frac{C_I \cdot FRC + C_{OM} + C_F}{E} \quad (40)$$

En este caso, el coste asociado al combustible se anula al considerarse esta una energía renovable. La ecuación se compone de otros dos parámetros:

- La energía eléctrica neta producida por la planta (E), definida como el producto de la potencia eléctrica neta generada (\dot{W}_E') y el tiempo de operación anual (t_{op}).

$$E = \dot{W}_E' \cdot t_{op} \quad (41)$$

Sabiendo que la planta opera a un $\dot{W}_E' = 60 \text{ MWe}$ y suponiendo que se establecen 30 días en concepto de paradas de limpieza, reparación y mantenimiento, se obtiene un $t_{op} = 335 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 24 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 8040 \frac{\text{horas}}{\text{año}}$. Esto quiere decir que la energía neta producida anualmente tiene un valor de $E = 482400 \text{ MWh}$.

- El factor de recuperación del capital (FRC). Se trata de un término empleado para convertir un pago único en un pago fraccionado uniformemente a lo largo de los años de vida útil (n).

$$FRC = \frac{i \cdot (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (42)$$

La ecuación del FRC depende de la vida útil y de la tasa de interés (i). La tasa de interés es un factor directamente proporcional al riesgo de un préstamo y que indica la rentabilidad del mismo para el prestamista. Es decir, cuando una inversión es de riesgo la tasa de interés será más elevada; y tanto su coste para el deudor como las ganancias para el inversor serán superiores.

Las primeras etapas de los proyectos geotérmicos (exploración y confirmación) de las que se hablará en el siguiente apartado, conllevan gran incertidumbre [48]. Es por este motivo por el que la financiación se obtiene por dos vías:

- Inversores que aportan capital y a los que les pertenece una participación proporcional al capital invertido. Suele suponer entre un 25-30% del dinero requerido. Su aportación se realiza en las primeras etapas y se les aplica una tasa de interés del 18% [48].
- Préstamo bancario. Una vez se supera la incertidumbre de las primeras etapas, es posible obtener financiación de los bancos. Suponen entre un 70-75% del dinero requerido, con una tasa de interés del 7% [48].

Suponiendo que la planta posee una vida útil de 30 años [49] y estableciendo que la inversión procederá en un 25% de inversores y en un 75% de préstamo bancario, se obtiene que el FRC es:

$$FRC = 0,25 \cdot \frac{0,18 \cdot (1,18)^{30}}{(1,18)^{30} - 1} + 0,75 \cdot \frac{0,07 \cdot (1,07)^{30}}{(1,07)^{30} - 1} \approx 0,1058$$

Los costes se encuentran expresados en dólares estadounidenses del año 2004. Para poder convertir los dólares estadounidenses de 2004 en euros actuales se establecen dos conversiones:

- Conversión de USD₂₀₀₄ a €₂₀₀₄. El factor de corrección es de 0,791766 €/USD.
- Conversión de €₂₀₀₄ a €₂₀₁₉. Para ello se emplea la ecuación 31, donde “I” se corresponde con el índice de corrección anual. En este caso I es representado por el Índice de Precios Industriales (IPRI) para el sector energético. El coste más actual ha de ser el de 2019 debido a que no se dispone del valor anual final de 2020.

$$C_{I,2019} = C_{I,2004} \cdot \frac{I_{2019}}{I_{2004}} \quad (43)$$

El valor del IPRI en 2004 y en 2019 es de 56,79 y 99,92 respectivamente [50]. De este modo, la conversión de costes de USD₂₀₀₄ a €₂₀₁₉ se expresa como:

$$C_{I,2019}(\text{€}) = 1,393 \cdot C_{I,2004}(\text{USD})$$

7.2 COSTE DE INVERSIÓN

Los costes de inversión se agrupan en diferentes categorías atendiendo a la división temporal del proyecto en las fases de exploración, confirmación y desarrollo del emplazamiento. Debido a la alta incertidumbre que presentan las fases de exploración y confirmación, los costes de inversión representan el porcentaje mayoritario de los costes finales [48].

7.2.1 EXPLORACIÓN

Esta etapa tiene como objetivo localizar la fuente de energía geotérmica que soporte la potencia a producir a un coste competitivo. Se basa en el análisis de los datos geológicos, geofísicos y geoquímicos disponibles junto con los análisis de campo y técnicas pertinentes, con el objetivo de encontrar la localización óptima para la perforación de los pozos [48].

Los costes de la fase de exploración se sitúan en un rango de 100-250 USD₂₀₀₄ por kW instalado, siendo el valor medio de unos 150 USD₂₀₀₄/kW [48]. Se establece por tanto que el coste estimado para esta fase es igual al valor medio.

7.2.2 CONFIRMACIÓN

Esta fase consiste en la perforación y exploración de pozos para así aportar más información acerca del reservorio. Con esto se pretende asegurar que el reservorio tiene la capacidad suficiente como para producir la potencia deseada. Si se confirma que la reserva es apta para su explotación, la seguridad del proyecto aumenta y con ella las posibilidades de concesión de un préstamo bancario.

El coste aproximado de confirmación ronda los 150 USD₂₀₀₄/kW [48], pero es un valor fuertemente ligado a las tasas de interés y a los retrasos temporales en el proceso de ejecución. Fijada la tasa de interés del 18% (la aplicada en estas etapas del proyecto) y debido a que se carece de información estadística necesaria para determinar la frecuencia con que se cometen los mencionados retrasos, se establece que los costes de confirmación son los correspondientes al valor medio.

7.2.3 DESARROLLO DEL EMPLAZAMIENTO

Una vez se superan exitosamente la exploración y confirmación del terreno se procede al desarrollo del emplazamiento. Consiste en la serie de actividades necesarias para la construcción de una planta de producción de electricidad operativa.

- **Permisos.**

Los proyectos de esta clase requieren de una serie de permisos. Con esto se consigue certificar que la planta cumple la legislación en términos de impacto ambiental, así como recoger la capacidad prevista y el tipo de actividad económica que se llevará a cabo.

Las implicaciones económicas de obtener estos permisos legislativos varían entre los 13,93-69,65 €₂₀₁₉/kW [48], siendo el valor medio de 27,86 €₂₀₁₉/kW que es el que se establece como valor de cálculo.

- **Perforaciones.**

El coste de las perforaciones depende de las características del recurso y de la información disponible para solventar los eventuales problemas que surjan de la creación del pozo. De la productividad que ofrecen los pozos depende el número de pozos. Los principales parámetros que afectan el coste de un pozo son:

- La profundidad y tamaño del reservorio.
- El diámetro del pozo.
- La presión y la geología del reservorio.
- La composición química tanto del terreno como del fluido en el reservorio.

El coste por tanto varía desde los 1810,94 €₂₀₁₉/kW a los 2786,07 €₂₀₁₉/kW, siendo el valor medio de unos 2089,55 €₂₀₁₉/kW [48]. Se toma este último como valor de cálculo.

- **Recolectores del fluido.**

Consiste en la serie de tuberías que conectan la planta con los pozos de producción e inyección. Influyen en su coste la distancia de los pozos a la planta, la topografía y accesibilidad y el tipo de sistema de generación empleado. Los costes resultantes varían entre 69,65-557,21 €₂₀₁₉/kW, siendo el coste medio tomado como valor de cálculo de 348,26 €₂₀₁₉/kW [48].

- **Equipamiento y construcción de la planta.**

El diseño de la planta es una actividad compleja debido a que depende del tamaño disponible y de las características del fluido. Por lo tanto, el coste final variará en función de cómo se diseñen tanto las instalaciones como los equipos que mejor se adapten al emplazamiento.

Sabiendo que el precio de los equipos depende en gran medida de las características del emplazamiento, se adopta el coste medio derivado de estas actividades de 2089,55 €/2019/kW [48].

- **Transmisión.**

Es necesaria la construcción de una línea de transmisión que conecte la planta a la red eléctrica en el caso de que el emplazamiento no disponga de esta. Los costes correspondientes a dicha construcción varían en un rango de 20,90-348,26 €/2019/kW, siendo el coste medio de 139,30 €/2019/kW [48].

7.2.4 INVERSIÓN TOTAL

Una vez conocidos parámetros es posible conocer la estimación del coste de inversión. La potencia instalada es de 67670,5 kW. Multiplicando ambos valores se obtiene un valor de **345.960.988,94 €**.

Tabla 20. Coste de inversión.

		Coste Medio	Coste de la planta
		€/2019/kW	€/2019
Exploración		208,96	14.140.094,92
Confirmación		208,96	14.140.094,92
Desarrollo del emplazamiento	Permisos	27,86	1.885.345,99
	Perforaciones	2.089,55	141.400.949,16
	Recolectores del fluido	348,26	23.566.824,86
	Equipamiento y construcción de la planta	2.089,55	141.400.949,16
	Transmisión	139,30	9.426.729,94
Coste de inversión (C_I)		5.112,43	345.960.988,94

El coste por MWh ligado al coste de inversión se denomina Levelized Cost of Capital Investment (LCCI) y tiene un valor de **75,88 €/MWh**.

7.3 COSTE DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Los costes de operación y mantenimiento incluyen todos los incurridos a lo largo de la producción de energía, es decir, durante el funcionamiento de la planta.

Los costes de operación engloban aquellos relacionados con la mano de obra y todos aquellos bienes requeridos en el desempeño diario de las actividades de la planta. Los costes de mano de obra son los mayoritarios de este apartado.

Los costes de mantenimiento recogen a todos aquellos vinculados a la supervisión y reparación de maquinaria, edificios, equipos de generación, tuberías, pozos, entre otras. En ocasiones se considera como labor de mantenimiento a la perforación de nuevos pozos para compensar el decaimiento de la productividad en los pozos de producción. Sin embargo, en este caso no se considera este criterio al asumirse que la pérdida de productividad a lo largo de la vida útil no será suficiente como para que no exista el suministro necesario.

Se estima que los costes de operación y mantenimiento dependen de la potencia producida a través de la ecuación exponencial negativa que se expresa a continuación [51]:

$$\frac{C_{O\&M}}{E} \left(\frac{\frac{USD_{2004}}{\text{año}}}{\frac{kWh}{\text{año}}} \right) = 0,02 \cdot e^{-0,0025 \cdot [W_{E'}(MW) - 5]} \quad (44)$$

El cambio de moneda del coste de operación y mantenimiento emplea los mismos factores de corrección que el coste de inversión. La ecuación de conversión se expresa como:

$$C_{O\&M,2019} \left(\frac{\text{€}}{\text{año}} \right) = 1,393 \cdot C_{O\&M,2004}(USD)$$

Se obtiene por tanto un coste de operación y mantenimiento de **11.713.413,74 €/año**. Una vez obtenidos el coste de O&M ($C_{O\&M} = 24,28 \text{ €}_{2019}/MWh$) y el LCCI es posible conocer el LCOE, obteniendo un valor total de **100,16 €/MWh**.

EL LCOE en plantas geotérmicas posee un valor comprendido entre los valores actualizados a 2019 de 64 €/MWh y 223 €/MWh [52]. Se considera que, al encontrarse dentro de este intervalo, el valor obtenido es aceptable.

7.4 VIABILIDAD ECONÓMICA

Para conocer la viabilidad económica de la planta se definen tres indicadores: el Periodo de Retorno de la Inversión, el Valor Actualizado Neto y la Tasa Interna de Retorno. Estos indicadores, junto con el LCOE determinan si la planta resulta rentable.

7.4.1 PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN (PRI)

Es una primera aproximación en la determinación de la rentabilidad del proyecto. Indica el tiempo estimado en que se recobra la inversión realizada. Se expresa como la relación entre los costes de inversión y la ganancia anual [53].

$$PRI(\text{años}) = \frac{\text{Coste de inversión}}{\text{Ganancia anual}} \quad (45)$$

La ganancia anual puede definirse como la diferencia entre el flujo de caja entrante (Ventas y ayudas) y el flujo de caja saliente (Costes de operación y mantenimiento). El proyecto se considera muy rentable cuando el PRI es inferior a 2 años y no rentable cuando el PRI obtenido es superior a 6 años.

7.4.2 VALOR ACTUALIZADO NETO (VAN)

Es la diferencia entre la ganancia acumulada del proyecto a lo largo de sus años de vida expresada en dinero actualizado al valor de hoy y el coste de inversión [53].

$$VAN(\text{€}) = \sum_{n=0}^{30} \frac{\text{Ganancia anual}}{(1+a)^n} - C_I \quad (46)$$

Donde:

- “ n ”: Es el año en que se producen las respectivas ganancias y la tasa de actualización.
- “ a ”: es la tasa de actualización en tanto por uno. Tiene en cuenta la depreciación que sufre el dinero con el tiempo. Resta por tanto al valor al dinero del futuro cuando este es trasladado al presente. Está relacionado con la tasa de interés a través de la siguiente ecuación [54]:

$$a = \frac{i}{i + 1} = 0,25 \cdot \frac{0,18}{1,18} + 0,75 \cdot \frac{0,07}{1,07} \approx 0,087 \quad (47)$$

El VAN es el parámetro principal en la determinación de la viabilidad del proyecto. Se aceptará cuando el valor resultante sea mayor o igual a cero. De lo contrario, será rechazado.

7.4.3 TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Es la tasa media de rendimiento de un proyecto durante su duración de vida. Se calcula como el valor que hace que el VAN igual a cero, es decir, cuando la ganancia acumulada iguala al coste de inversión [53].

$$C_I = \sum_{n=0}^{30} \frac{\text{Ganancia anual}}{\left(1 + \frac{TIR(\%)}{100}\right)^n} \quad (47)$$

Para que la planta resulte rentable, el TIR debe de ser superior a la tasa de interés. En este caso, al existir dos tasas de interés, se calcula la tasa de interés media a través de la suma ponderada de ambas tasas. Resulta una tasa de interés media del 9,75%.

7.4.1 PRECIO DE MERCADO DE LA ELECTRICIDAD

Para obtener las ganancias anuales es preciso estudiar los precios de venta de la electricidad. En este caso se toma como referencia el precio en España, disponible a través de la Red Eléctrica de España.

Como se puede observar en la Figura 86 el año 2019 presenta una tendencia ligeramente descendente. Sin embargo, se toma como valor de referencia el precio medio anual con un valor de **49,15 €/MWh**.

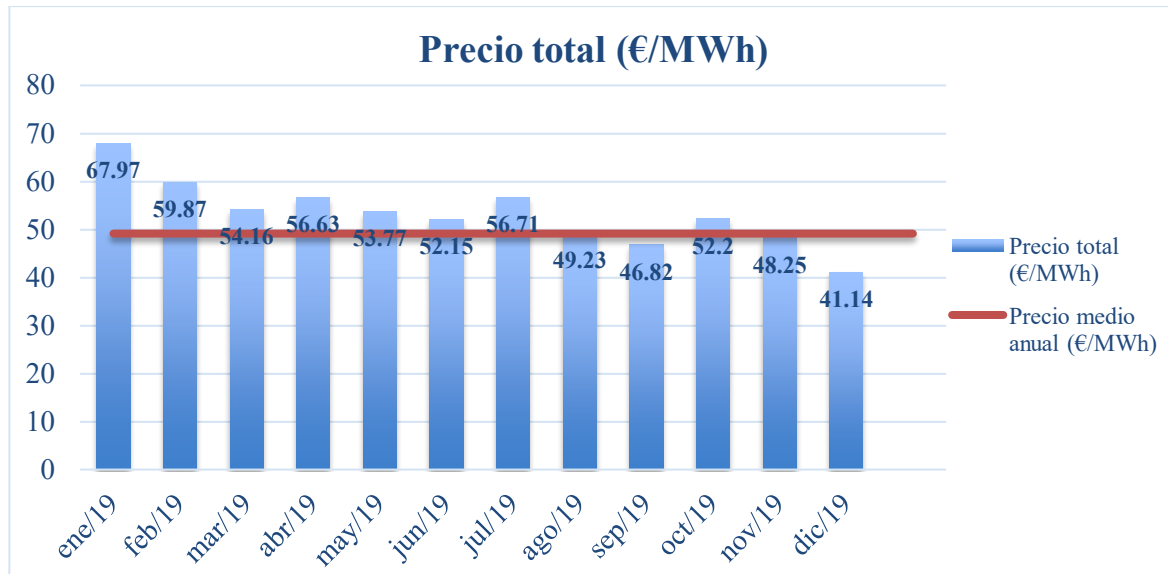


Figura 86. Precio medio mensual total de la componente del mercado diario en el periodo abril-2019 a abril-2020 [55].

La situación de pandemia, de confinamiento y parada de algunas actividades en la actualidad ha hecho que los precios hayan descendido drásticamente desde el mes de febrero de 2020. Sin embargo, debido a lo excepcional de la situación, al desconocer si se ha producido también una variación de los costes de inversión y para mantener coherencia con respecto al año de actualización de los costes calculados; se decide observar la tendencia del año 2019 exclusivamente.

El precio de venta es muy inferior a los costes obtenidos. Bajo este pretexto la planta no sería viable económicamente. No obstante, los estados ofrecen retribuciones y ayudas a las plantas de producción de energías renovables.

7.4.2 AYUDAS A LA EXPLOTACIÓN DE ENERGÍAS RENOVABLES

Las energías renovables requieren de financiación estatal para poder alcanzar una rentabilidad que las haga competitivas en el mercado. Un ejemplo exitoso de este tipo de apuestas estatales es Islandia. Gracias al establecimiento de un plan de ayudas coordinado con la colaboración internacional en labores de I+D+i, con el fin de abaratar costes de inversión y encontrar nuevas vías de explotación de recursos; se ha conseguido que este país genere la práctica totalidad de su energía a partir de fuentes renovables.

A pesar de que la planta diseñada no tiene un emplazamiento concreto, se escogen como ejemplo las ayudas que se prestan en España por cuestiones de familiaridad con la administración y legislación españolas.

De acuerdo con el Real Decreto 413/2014, de 6 de Junio [56], la energía geotérmica se encuentra en el grupo b.3 de instalaciones susceptibles de regulación estatal y por ende de recibir ayudas que permitan su explotación.

La Orden TED/171/2020, de 24 de febrero [57], recoge las retribuciones específicas que recibirían las instalaciones tipo de los diferentes grupos. En el caso del grupo b.3 se recogen las retribuciones que recibirían las instalaciones tipo IT-00667 e IT-00668.

La retribución específica es la suma de la retribución a la inversión y de la retribución a la operación. En este caso la planta no puede recibir retribución a la operación porque los costes de operación son inferiores al precio de mercado eléctrico. Por eso en este caso la retribución específica es igual a la retribución a la inversión, con un valor correspondiente a la instalación tipo IT-00667 de 505029 €/MW. Multiplicando por la potencia instalada y dividiendo por “E” se obtiene una retribución específica de 70,84 €/MWh.

7.4.3 RESULTADO Y DISCUSIÓN

La suma del precio de venta y de la retribución específica da lugar a un valor de 119,99 €/MWh. Como es superior al LCOE (100,16 €/MWh), se asume en principio su rentabilidad. Para poder confirmar este presupuesto se calcula el PRI, VAN y TIR. El resultado se expresa en la Tabla 21.

Tabla 21. Parámetros empleados en la determinación de la viabilidad económica.

Parámetro	Valor
LCOE (€/MWh)	100,16
Precio (€/MWh)	49,15
Ayuda estatal (€/MWh)	70,84
$C_{O\&M}$ (€/MWh)	24,28
Ganancia (€/MWh)	95,71
Ganancia anual (€/año)	46.172.111,20
Coste de inversión (€)	345.960.988,94
PRI (años)	7,49
VAN (€)	186.593.171,72
TIR (%)	15,18

- El valor del PRI es de 7,49 años, superior a 6 años.
- El VAN obtenido es de 186.593.171,72€, muy superior a 0. Observando la evolución de este parámetro con el tiempo a través de la Figura 87, se comprueba como el VAN se hace cero en un tiempo muy cercano a 10 años. Esto quiere decir que, teniendo en cuenta la tasa de actualización, la recuperación de la inversión se retrasaría aproximadamente 2,5 años.

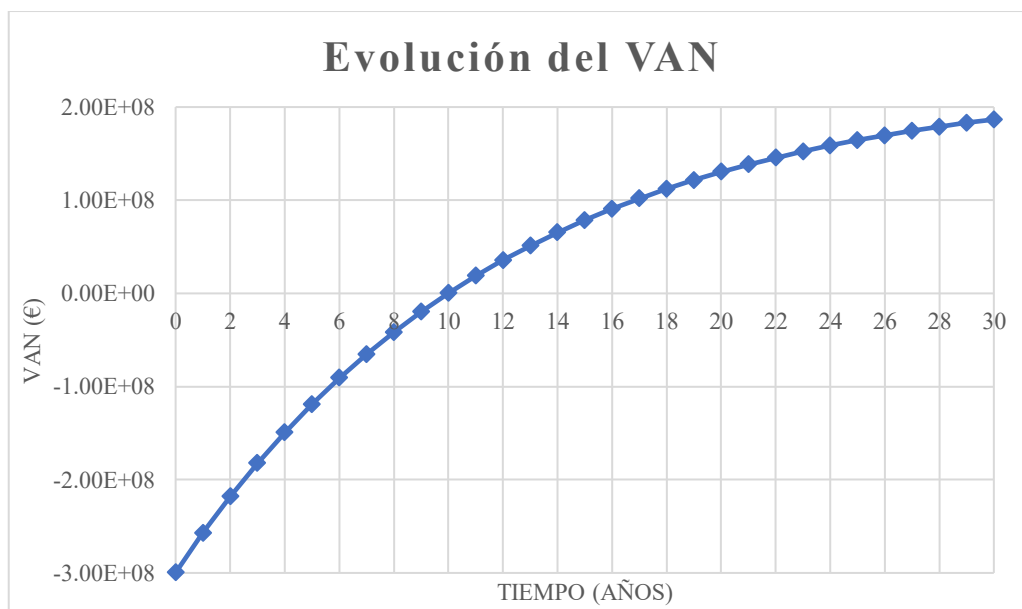


Figura 87. Evolución del VAN con el tiempo.

- El TIR calculado es del 15,18%, superior a la tasa de interés media de 9,75%.

A pesar de que el PRI indica la no rentabilidad del proyecto, es un periodo asumible ya que el LCOE es inferior a la suma del precio de venta y ayuda estatal. Esto se traduce en que anualmente se puede hacer frente a los costes específicos derivados de la inversión, la operación y el mantenimiento de la planta.

Se obtiene además un valor aceptable del TIR y el VAN es muy superior a 0 indicando en su evolución temporal que en aproximadamente un tercio de la vida útil de la planta se recuperaría la inversión realizada. En conclusión, los parámetros indican que el proyecto resulta viable económicamente.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES

8. CONCLUSIONES

8.1 CONCLUSIONES GENERALES

A lo largo del presente Trabajo de Fin de Máster se han diseñado cuatro sistemas de generación de energía geotérmica de 63 MWe de capacidad, que operan a 60 MWe, mediante el software COCO. De los cuatro sistemas se ha escogido el más apto, que se ha descrito y analizado en profundidad, y al que se le ha realizado un estudio paramétrico y un estudio económico. Las conclusiones generales obtenidas son las siguientes:

- Se ha realizado un **extenso estudio del arte** definiendo en qué consiste la energía geotérmica, los emplazamientos donde se puede encontrar un mayor potencial geotérmico, seguido de una descripción detallada de los diferentes tipos de yacimientos existentes, haciendo hincapié en los diferentes tipos de yacimientos hidrotérmicos y de la tecnología empleada para la extracción y devolución del geofluido.
- Se han expuesto también las **ventajas socioeconómicas y medioambientales** del uso de la energía geotérmica, concluyendo que es significativamente menos contaminante que aquellas que emplean combustibles fósiles y que la instalación de sus plantas ayudaría a la fijación de empleo en entornos rurales. Se finaliza este punto con el potencial geotérmico en España concluyendo que la instalación de una tecnología de esta envergadura estaría ligada al desarrollo de sistemas geotérmicos mejorados económicamente rentables.
- Para finalizar la revisión bibliográfica se han enumerado los distintos tipos de sistemas de generación, esto es: el sistema flash simple, el sistema flash doble, las centrales de vapor seco, las distintas plantas de ciclo binario y los fluidos de trabajo más empleados en ellas y, por último, los sistemas híbridos flash simple-doble y flash-binarios, muy empleados en la actualidad y el sistema híbrido solar y geotérmico, una tecnología que aúna dos sistemas de generación renovables y por tanto muy prometedora.
- Se ha realizado también una breve explicación del “*district heating*” geotérmico y del uso de la geotermia en un tipo de cogeneración denominado aplicación en cascada, siendo este un método muy eficaz para el aprovechamiento de la energía del geofluido.
- Tras una breve introducción al software COCO se ha expuesto la metodología empleada en el análisis, elección y descripción de las plantas geotérmicas que se diseñan mediante el simulador. Se describe para este fin el concepto de exergía y de los rendimientos térmico, exergético y eléctrico; y se detallan el **balance energético y exergético**, así como el rendimiento exergético en los equipos del sistema elegido.
- Se han establecido unas condiciones de entrada del geofluido con una presión de 24,55 bar y una temperatura 23 °C. En base a dichas condiciones y a la clasificación de yacimientos hidrotérmicos, se han **diseñado cuatro sistemas de generación**: sistema flash simple, sistema **flash doble**, sistema combinado **flash simple-doble** y sistema **híbrido flash-binario**. Mediante el método de factores ponderados (siendo estos la exergía de la corriente de geofluido entrante, el rendimiento exergético y térmico, y el número de equipos principales) ha resultado elegido el sistema híbrido flash-binario.
- Se han expuesto los resultados termodinámicos (balances y rendimientos) del sistema híbrido flash-binario, detallando las corrientes de refrigerante empleadas. Se ha realizado un estudio paramétrico con el fin de conocer posibles mejoras del sistema escogido y se han presentado ejemplos de modelos comerciales de los equipos principales.
- Se ha efectuado un **estudio económico** a partir de los costes, de los precios de venta y de las ayudas estatales a energías renovables. A través del LCOE, el VAN, el PRI y el TIR se ha determinado que la planta diseñada resulta viable económicamente.

8.2 CONCLUSIONES ESPECÍFICAS

Los resultados más llamativos con respecto al diseño de la central geotérmica están referidos a tres áreas: elección del sistema de generación, resultados termodinámicos del sistema escogido y estudio paramétrico.

8.2.1 ELECCIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN

Se ha realizado el diseño en COCO de cuatro sistemas de generación bajo unas condiciones de entrada del fluido geotérmico de $P = 24,55 \text{ bar}$ y $T = 223 \text{ }^\circ\text{C}$ y con una capacidad productiva de 63 MWe:

- El flash simple. Requiere de un flujo másico de 159,59 kg/s, que se traduce en un flujo exergético entrante de 117692,66 kW. Este sistema resulta en un rendimiento eléctrico del 18,37%, un rendimiento exergético del 56,35% y un rendimiento térmico del 19,34%.
- El flash doble. Demanda un flujo másico de 152,04 kg/s, que se traduce en un flujo exergético entrante de 112126,28 kW. Este sistema resulta en un rendimiento eléctrico del 19,28%, un rendimiento exergético del 59,14% y un rendimiento térmico del 20,3%.
- El combinado flash simple-doble. El flujo másico necesario es de 150,26 kg/s, que se traduce en un flujo exergético entrante de 110808,44 kW. Este sistema resulta en un rendimiento eléctrico del 19,51%, un rendimiento exergético del 59,85% y un rendimiento térmico del 20,54%.
- El híbrido flash-binario. Requiere el menor flujo másico de los cuatro con un valor de 144,99 kg/s, que se traduce en un flujo exergético entrante de 106924,95 kW. Este sistema resulta en un rendimiento eléctrico del 20,22%, un rendimiento exergético del 62,02% y un rendimiento térmico del 21,28%.

Se observa como los sistemas híbridos requieren de menores flujos másicos de geofluido debido a un mayor aprovechamiento de la capacidad energética del mismo. Destaca el sistema híbrido flash-binario frente al combinado flash simple-doble ya que presenta una menor complejidad en su diseño a la vez que posee unos mejores resultados.

Para tratar de realizar una elección lo más objetiva posible se emplea el método de factores ponderados, resultando elegido el sistema híbrido flash-binario.

8.2.2 RESULTADOS TERMODINÁMICOS

Del análisis termodinámico al sistema de generación híbrido flash-binario se extraen los siguientes resultados:

- Los flujos másicos de refrigerante son para el agua de 306,09 kg/s y para el aire de 5919,33 kg/s.
- Se obtiene un buen rendimiento exergético en todos los equipos (superior al 85%) salvo en los condensadores, donde no se alcanza el 50%. El diseño de estos equipos será fundamental en términos de aprovechamiento.
- Se observa como la destrucción exergética en equipos se produce principalmente en la turbina y en los condensadores. El condensador que más destrucción exergética presenta es el refrigerado por aire. Su sustitución por un condensador refrigerado por agua queda supeditado a la existencia de un suministro suficiente de agua cercano a la planta.
- El rendimiento térmico (21,28%) que se obtiene es el mejor de los sistemas diseñados. Es un valor inferior al encontrado en centrales de combustibles fósiles (50-55%) o de carbón (35-40%). Sin embargo, es superior al valor medio encontrado en centrales

geotérmicas, que rondan el 10-15%, indicando que mediante la implementación del sistema híbrido se ha obtenido un mayor aprovechamiento del geofluido entrante.

8.2.3 ESTUDIO PARAMÉTRICO

Se estudian por separado el flujo másico de iso-pentano y la presión a la salida de la válvula de expansión con el objetivo de conocer como afectan ambos a la potencia eléctrica generada y a los rendimientos eléctrico, exergético y térmico.

- Para el flujo másico de iso-pentano se observa que empleando 63,46 kg/s se obtiene un mayor valor de la potencia final y de los rendimientos. Tanto la potencia eléctrica generada como los tres rendimientos tienen valores muy parecidos entre si, indicando que la mejora en este sentido no sería importante. Sin embargo, si que se reduce el flujo másico respecto al de diseño de 64,7 kg/s, concluyendo que se puede obtener la potencia deseada con menores requerimientos de iso-pentano.
- Para la presión a la salida de la válvula de expansión se aprecia un gran incremento de la potencia eléctrica generada a medida que disminuye la diferencia de presión que este equipo debe aplicar. El valor máximo encontrado se daría sin emplear una caída de presión. No se contempla modificar este parámetro ya que supondría variar los objetivos de producción. Sin embargo, si que se consideran positivos ya que se demuestra que frente a un decaimiento en la exergía que se puede extraer de los pozos, se podrían cumplir los objetivos marcados a través de la modificación en el diseño de la válvula.

8.3 DESARROLLO DE TRABAJOS FUTUROS

El presente trabajo se planteó con el objetivo de diseñar mediante el software COCO una central geotérmica que operase a 60MWe. Se ha cumplido dicho objetivo, logrando el diseño de varias centrales de la cual se ha escogido la más apta, y se ha realizado un análisis termodinámico y un estudio paramétrico de esta para explorar posibles mejoras.

En este contexto se considera que este proyecto puede servir de punto de partida para trabajos futuros. De este modo, una posible línea de estudio podría ser la implementación de esta central en sistemas de district heating y de aplicación en cascada para así lograr aprovechar al máximo la energía del geofluido extraído.

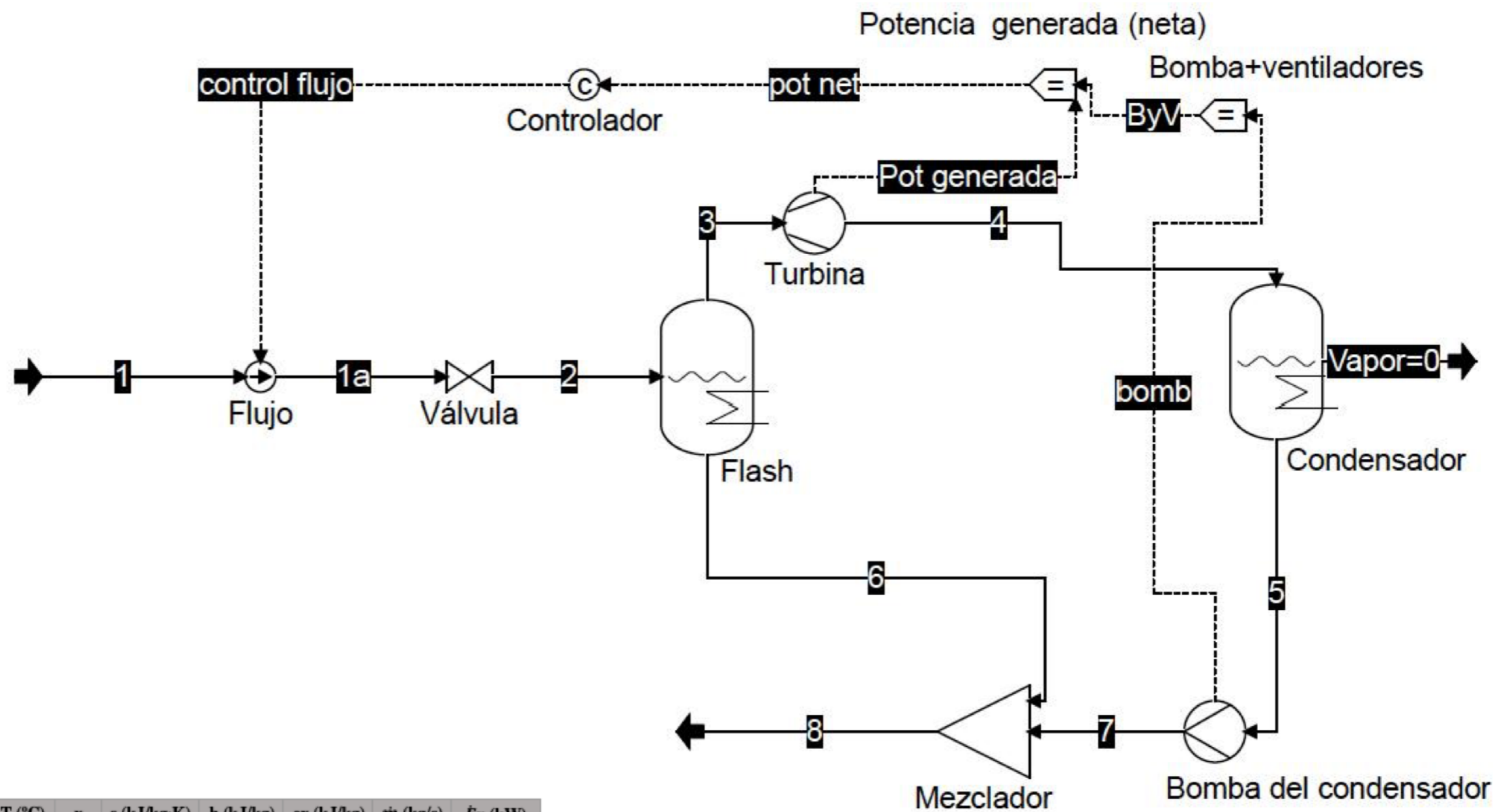
Otro trabajo futuro interesante sería el estudio de sistemas híbridos solares-geotérmicos que contribuyesen a aumentar el rendimiento térmico para así competir con otros sistemas de generación en este campo y a reducir el problema de disminución con el tiempo de la exergía extraída de los pozos.

En base a que con las tecnologías actuales no existen yacimientos que permitan la instalación de una central de esta envergadura en el territorio español, sería también objeto de estudio las tecnologías alternativas de aprovechamiento del potencial energético del subsuelo. En este campo serían interesantes investigaciones que redujesen el coste asociado a la construcción de los pozos y en concreto el relativo a las perforaciones de los mismos.

ANEXOS

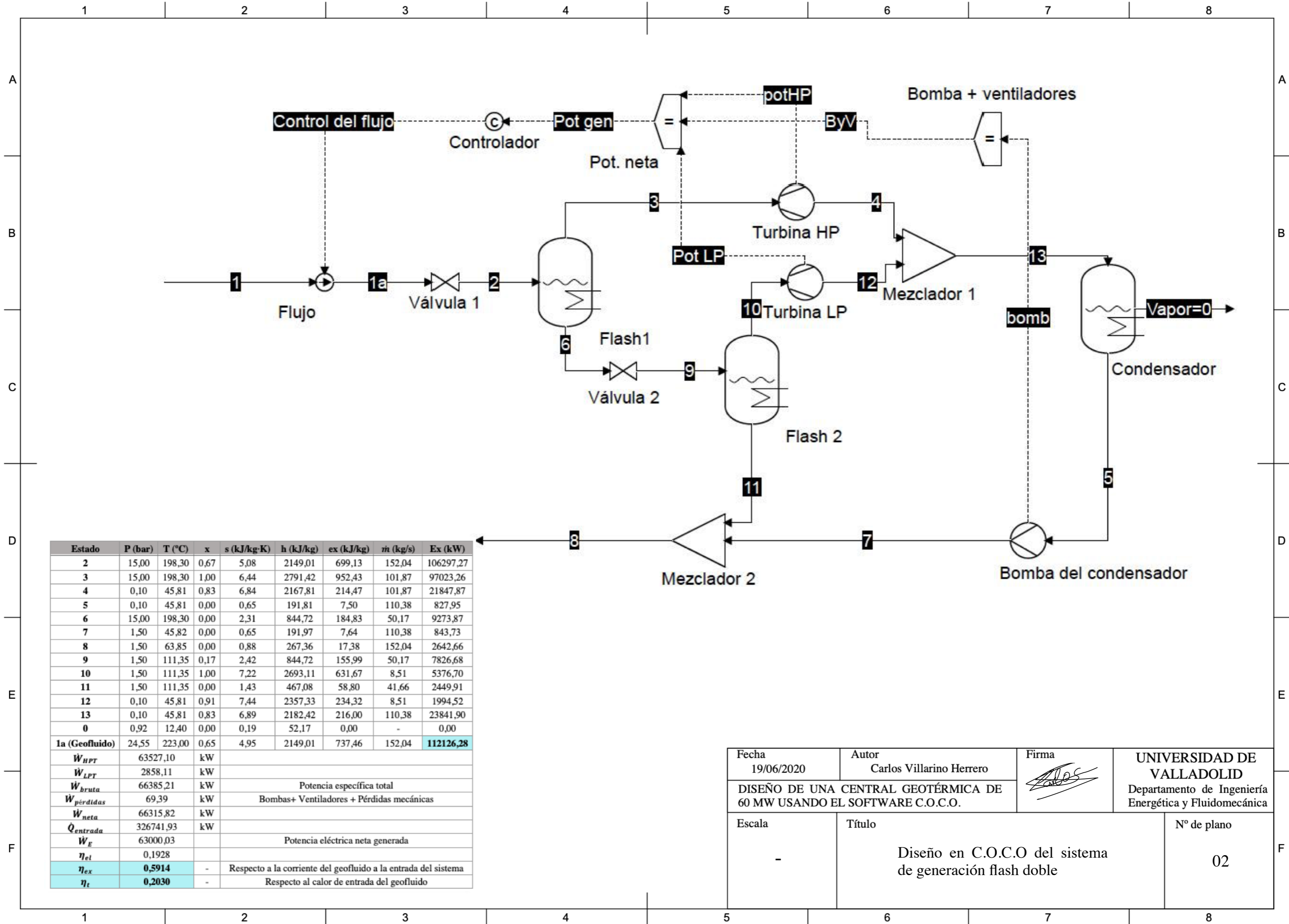
9. ANEXOS

9.1 PLANOS



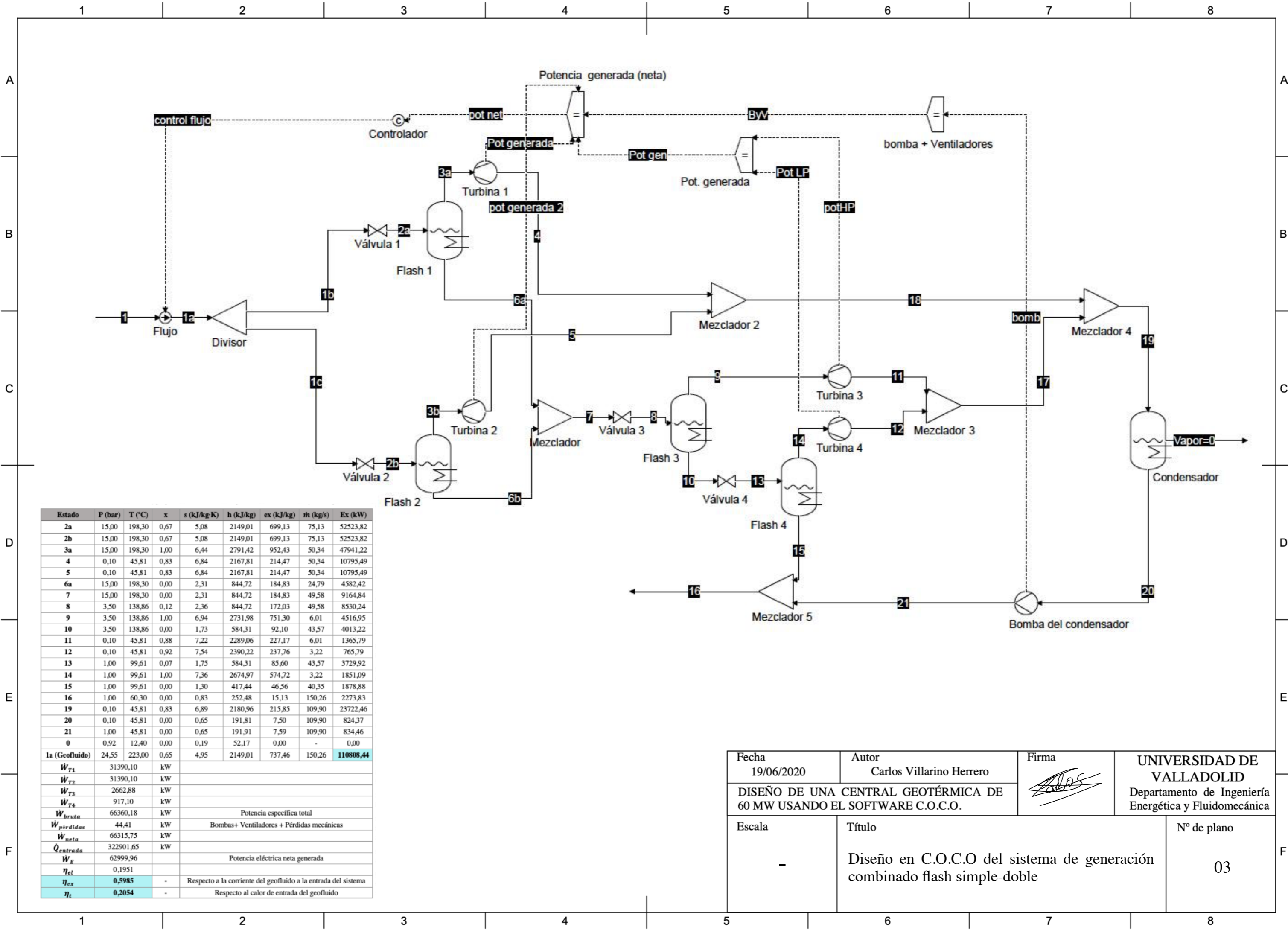
Estado	P (bar)	T (°C)	x	s (kJ/kg·K)	h (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	\dot{m} (kg/s)	\dot{E}_x (kW)	
2	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	159,59	111574,27	
3	15,00	198,30	1,00	6,44	2791,42	952,43	106,93	101839,71	
4	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	106,93	22932,45	
5	0,10	45,81	0,00	0,65	191,81	7,50	106,93	802,03	
6	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	52,67	9734,24	
7	7,70	45,85	0,00	0,65	192,67	8,28	106,93	885,06	
8	7,70	97,21	0,00	1,27	407,84	44,88	159,59	7162,40	
0	0,92	12,40	0,00	0,19	52,17	0,00	-	-	
1a (Geofluido)	24,55	223,00	0,65	4,95	2149,01	737,46	159,59	117692,66	
$\dot{W}_{turbina}$	66680,67	kW							
\dot{W}_{bruta}	66680,67	kW	Potencia específica total						
$\dot{W}_{pérdidas}$	364,88	kW	Bombas+ Ventiladores + Pérdidas mecánicas						
\dot{W}_{neta}	66315,79	kW							
$\dot{Q}_{entrada}$	342962,65	kW							
\dot{W}_E	63000,00		Potencia eléctrica neta						
η_{gl}	0,1837								
η_{ex}	0,5635	-	Respecto a la corriente del geofluido a la entrada del sistema						
η_r	0,1934	-	Respecto al calor de entrada del geofluido						

Fecha 19/06/2020	Autor Carlos Villarino Herrero	Firma 	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica
DISEÑO DE UNA CENTRAL GEOTÉRMICA DE 60 MW USANDO EL SOFTWARE C.O.C.O.			
Escala -	Título Diseño en C.O.C.O. del sistema de generación flash simple		Nº de plano 01



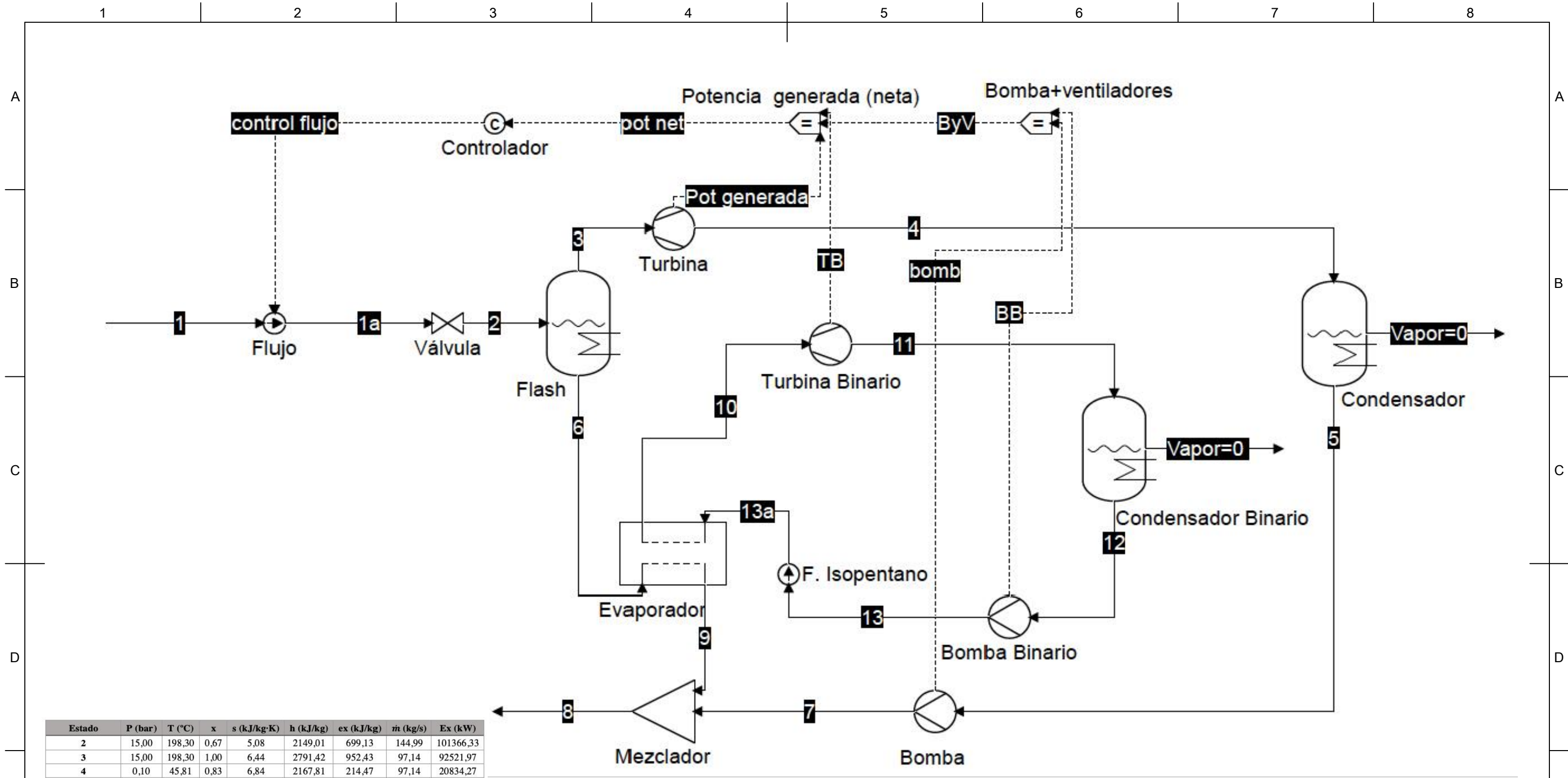
Estado	P (bar)	T (°C)	x	s (kJ/kg-K)	h (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	m (kg/s)	Ex (kW)
2	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	152,04	106297,27
3	15,00	198,30	1,00	6,44	2791,42	952,43	101,87	97023,26
4	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	101,87	21847,87
5	0,10	45,81	0,00	0,65	191,81	7,50	110,38	827,95
6	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	50,17	9273,87
7	1,50	45,82	0,00	0,65	191,97	7,64	110,38	843,73
8	1,50	63,85	0,00	0,88	267,36	17,38	152,04	2642,66
9	1,50	111,35	0,17	2,42	844,72	155,99	50,17	7826,68
10	1,50	111,35	1,00	7,22	2693,11	631,67	8,51	5376,70
11	1,50	111,35	0,00	1,43	467,08	58,80	41,66	2449,91
12	0,10	45,81	0,91	7,44	2357,33	234,32	8,51	1994,52
13	0,10	45,81	0,83	6,89	2182,42	216,00	110,38	23841,90
0	0,92	12,40	0,00	0,19	52,17	0,00	-	0,00
1a (Geofluido)	24,55	223,00	0,65	4,95	2149,01	737,46	152,04	112126,28
W_{HPT}	63527,10	kW						
W_{LPT}	2858,11	kW						
W_{bruta}	66385,21	kW	Potencia específica total					
$W_{pérdidas}$	69,39	kW	Bombas+ Ventiladores + Pérdidas mecánicas					
W_{neta}	66315,82	kW						
$\dot{Q}_{entrada}$	326741,93	kW						
W_E	63000,03		Potencia eléctrica neta generada					
η_{el}	0,1928							
η_{ex}	0,5914	-	Respecto a la corriente del geofluido a la entrada del sistema					
η_t	0,2030	-	Respecto al calor de entrada del geofluido					

Fecha 19/06/2020	Autor Carlos Villarino Herrero	Firma 	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica
DISEÑO DE UNA CENTRAL GEOTÉRMICA DE 60 MW USANDO EL SOFTWARE C.O.C.O.			
Escala -	Título Diseño en C.O.C.O del sistema de generación flash doble		Nº de plano 02



Estado	P (bar)	T (°C)	x	s (kJ/kg·K)	h (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	m (kg/s)	Ex (kW)
2a	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	75,13	52523,82
2b	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	75,13	52523,82
3a	15,00	198,30	1,00	6,44	2791,42	952,43	50,34	47941,22
4	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	50,34	10795,49
5	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	50,34	10795,49
6a	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	24,79	4582,42
7	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	49,58	9164,84
8	3,50	138,86	0,12	2,36	844,72	172,03	49,58	8530,24
9	3,50	138,86	1,00	6,94	2731,98	751,30	6,01	4516,95
10	3,50	138,86	0,00	1,73	584,31	92,10	43,57	4013,22
11	0,10	45,81	0,88	7,22	2289,06	227,17	6,01	1365,79
12	0,10	45,81	0,92	7,54	2390,22	237,76	3,22	765,79
13	1,00	99,61	0,07	1,75	584,31	85,60	43,57	3729,92
14	1,00	99,61	1,00	7,36	2674,97	574,72	3,22	1851,09
15	1,00	99,61	0,00	1,30	417,44	46,56	40,35	1878,88
16	1,00	60,30	0,00	0,83	252,48	15,13	150,26	2273,83
19	0,10	45,81	0,83	6,89	2180,96	215,85	109,90	23722,46
20	0,10	45,81	0,00	0,65	191,81	7,50	109,90	824,37
21	1,00	45,81	0,00	0,65	191,91	7,59	109,90	834,46
0	0,92	12,40	0,00	0,19	52,17	0,00	-	0,00
1a (Geofluido)	24,55	223,00	0,65	4,95	2149,01	737,46	150,26	110808,44
\dot{W}_{T1}	31390,10	kW						
\dot{W}_{T2}	31390,10	kW						
\dot{W}_{T3}	2662,88	kW						
\dot{W}_{T4}	917,10	kW						
\dot{W}_{bruta}	66360,18	kW						Potencia específica total
$\dot{W}_{pérdidas}$	44,41	kW						Bombas+ Ventiladores + Pérdidas mecánicas
\dot{W}_{neta}	66315,75	kW						
$\dot{Q}_{entrada}$	322901,65	kW						
\dot{W}_E	62999,96	kW						Potencia eléctrica neta generada
η_{el}	0,1951							
η_{ex}	0,5985	-						Respecto a la corriente del geofluido a la entrada del sistema
η_t	0,2054	-						Respecto al calor de entrada del geofluido

Fecha 19/06/2020	Autor Carlos Villarino Herrero	Firma 	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica
DISEÑO DE UNA CENTRAL GEOTÉRMICA DE 60 MW USANDO EL SOFTWARE C.O.C.O.			
Escala -	Título Diseño en C.O.C.O del sistema de generación combinado flash simple-doble	Nº de plano 03	



Estado	P (bar)	T (°C)	x	s (kJ/kg-K)	h (kJ/kg)	ex (kJ/kg)	ṁ (kg/s)	Ex (kW)
2	15,00	198,30	0,67	5,08	2149,01	699,13	144,99	101366,33
3	15,00	198,30	1,00	6,44	2791,42	952,43	97,14	92521,97
4	0,10	45,81	0,83	6,84	2167,81	214,47	97,14	20834,27
5	0,10	45,81	0,00	0,65	191,81	7,50	97,14	728,65
6	15,00	198,30	0,00	2,31	844,72	184,83	47,85	8843,64
7	15,00	45,90	0,00	0,65	193,49	9,02	97,14	876,58
8	15,00	37,19	0,00	0,53	157,12	5,66	144,99	820,30
9	15,00	19,51	0,00	0,29	83,28	1,77	47,85	84,81
10	16,00	140,35	1,00	0,22	175,96	132,30	64,70	8559,77
11	0,50	63,96	1,00	0,29	66,37	3,34	64,70	216,04
12	0,50	9,35	0,00	-1,29	-389,86	-0,04	64,70	-2,37
13	16,00	9,93	0,00	-1,29	-387,14	2,60	64,70	167,96
0	0,92	12,40	0,00	0,19	52,17	0,00	-	0,00
0 (Iso-pentano)	0,92	12,40	0,00	-1,27	-383,14	0,00	-	0,00
1a (Geofluido)	24,55	223,00		4,95	2149,01	737,46	144,99	106924,95
\dot{W}_{TB}	7090,53	kW						
\dot{W}_T	60579,97	kW						
\dot{W}_{bruta}	67670,50	kW						Potencia específica total
$\dot{W}_{pérdidas}$	1354,71	kW						Bombas+ Ventiladores + Pérdidas mecánicas
\dot{W}_{neta}	66315,79	kW						
$\dot{Q}_{entrada}$	311584,96	kW						
\dot{W}_E	63000,00							Potencia eléctrica neta generada
η_{el}	0,2022							
η_{ex}	0,6202	-						Respecto a la corriente del geofluido a la entrada del sistema
η_t	0,2128	-						Respecto al calor de entrada del geofluido

Fecha 19/06/2020	Autor Carlos Villarino Herrero	Firma 	UNIVERSIDAD DE VALLADOLID Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica
DISEÑO DE UNA CENTRAL GEOTÉRMICA DE 60 MW USANDO EL SOFTWARE C.O.C.O.			
Escala -	Título Diseño en C.O.C.O del sistema de generación híbrido flash-binario	Nº de plano 04	

BIBLIOGRAFÍA

10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] “Real Decreto 1393/2007, de 29 de octubre, por el que se establece la ordenación de las enseñanzas universitarias oficiales.”
- [2] A. Disposiciones Generales, “Boletín Oficial de Castilla y León I. COMUNIDAD DE CASTILLA Y LEÓN.”
- [3] E. E. (Stathis) Michaelides, “Energy Demand and Supply,” *Green Energy Technol.*, vol. 20, pp. 1–32, 2012.
- [4] “IEA Energy Atlas.” [Online]. Available: <http://energyatlas.iea.org/#!/tellmap/-1076250891/1>. [Accessed: 28-May-2020].
- [5] “Energías renovables.” [Online]. Available: <https://www.idae.es/tecnologias/energias-renovables>. [Accessed: 09-Jun-2020].
- [6] REN 21, “RENEWABLES 2018 GLOBAL STATUS REPORT,” 2018.
- [7] A. Pesce, *Energía geotérmica: promisorio alternativa*. 1994.
- [8] W. A. Elders and J. N. Moore, “Geology of geothermal resources,” in *Geothermal Power Generation: Developments and Innovation*, Elsevier Inc., 2016, pp. 7–32.
- [9] R. Dipippo, *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact Third Edition*. 2012.
- [10] S. Bruni, “Geotermia: Una fuente sostenible de energía | Publications.” [Online]. Available: <https://publications.iadb.org/publications/spanish/document/Geotermia-Una-fuente-sostenible-de-energía.pdf>. [Accessed: 28-Oct-2019].
- [11] S. K. Sanyal, “CLASSIFICATION OF GEOTHERMAL SYSTEMS-A POSSIBLE SCHEME,” in *Thirtieth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*, 2005, pp. 1–8.
- [12] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) and Instituto Geológico y Minero de España (IGME), *Manual de geotermia*. Madrid, 2008.
- [13] E. G. Systems, *The Future of Geothermal Energy The Future of Geothermal Energy*, vol. Im, no. November. 2006.
- [14] “Is Fracking for Enhanced Geothermal Systems the Same as Fracking for Natural Gas? - Renewable Energy World.” [Online]. Available: <https://www.renewableenergyworld.com/2013/07/16/is-fracking-for-enhanced-geothermal-systems-the-same-as-fracking-for-natural-gas/#gref>. [Accessed: 06-Feb-2020].
- [15] S. Hólmgeirsson *et al.*, “Krafla Magma Testbed (KMT): Engineering challenges of drilling into magma and extracting its energy,” Paulsson Inc, 2018.
- [16] G. Ó. Friðleifsson *et al.*, “IDDP-1 Drilled Into Magma-World’s First Magma-EGS System Created,” 2015.
- [17] “Magma well at Krafla: Temperature World Record - YouTube.” [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=3d8hC71xGpc>. [Accessed: 10-Feb-2020].
- [18] J. Eichelberger *et al.*, “Krafla Magma Testbed: Understanding and Using the Magma-Hydrothermal Connection,” 2018.
- [19] E. U. Akpan, G. C. Enyi, G. Nasr, A. A. Yahaya, A. A. Ahmadu, and B. Saidu, “Water-based drilling fluids for high-temperature applications and water-sensitive and dispersible shale formations,” *Journal of Petroleum Science and Engineering*, vol. 175.

BIBLIOGRAFÍA

- Elsevier B.V., pp. 1028–1038, 01-Apr-2019.
- [20] G. E. (GEA) Association, “Geothermal Basics: Q &A,” 2012.
- [21] A. Colmenar-Santos, M. Folch-Calvo, E. Rosales-Asensio, and D. Borge-Diez, “The geothermal potential in Spain,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016.
- [22] F. Valbuena and C. Gutiérrez, “2019. 12. Intercambiador tierra-aire. Estrategias para la reducción del consumo de energía.,” *Anuario AEIH 2019*, pp. 44–48, 2019.
- [23] D. Moya, C. Aldás, and P. Kaparaju, “Geothermal energy: Power plant technology and direct heat applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 94. Elsevier Ltd, pp. 889–901, 01-Oct-2018.
- [24] P. Valdimarsson, “Geothermal power plant cycles and main components,” no. March, 2016.
- [25] R. DiPippo, “Geothermal energy Electricity generation and environmental impact,” *Energy Policy*, vol. 19, no. 8, pp. 798–807, Oct. 1991.
- [26] K. Phair, “Direct steam geothermal energy conversion systems: Dry steam and superheated steam plants,” in *Geothermal Power Generation: Developments and Innovation*, Elsevier Inc., 2016, pp. 291–319.
- [27] “Geothermal Energy,” *Green Energy Technol.*, vol. 20, pp. 257–285, 2012.
- [28] G. Mines, “Binary geothermal energy conversion systems: Basic Rankine, dual-pressure, and dual-fluid cycles,” in *Geothermal Power Generation: Developments and Innovation*, Elsevier Inc., 2016, pp. 353–389.
- [29] R. DiPippo, “Combined and hybrid geothermal power systems,” in *Geothermal Power Generation: Developments and Innovation*, Elsevier Inc., 2016, pp. 391–420.
- [30] K. Li, C. Liu, S. Jiang, and Y. Chen, “Review on hybrid geothermal and solar power systems,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 250. Elsevier Ltd, p. 119481, 20-Mar-2020.
- [31] N. Bonyadi, E. Johnson, and D. Baker, “Technoeconomic and exergy analysis of a solar geothermal hybrid electric power plant using a novel combined cycle,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 156, pp. 542–554, Jan. 2018.
- [32] A. Albertsson, “Suðurnes Resource Park,” Dec. 2011.
- [33] “COCO - the CAPE-OPEN to CAPE-OPEN simulator.” [Online]. Available: <https://www.cocosimulator.org/>. [Accessed: 02-Apr-2020].
- [34] Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. UVA, *Tema A. ENERGÍA Y EXERGÍA: CONCEPTOS, BALANCES Y RENDIMIENTOS*. .
- [35] C. Coskun, Z. Oktay, and I. Dincer, “Performance evaluations of a geothermal power plant,” in *Applied Thermal Engineering*, 2011, vol. 31, no. 17–18, pp. 4074–4082.
- [36] T. J. Kotas, “Elements of plant analysis,” in *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Elsevier, 1985, pp. 57–98.
- [37] S. Mohammadzadeh Bina, S. Jalilinasrabad, and H. Fujii, “Exergoeconomic analysis and optimization of single and double flash cycles for Sabalan geothermal power plant,” *Geothermics*, vol. 72, pp. 74–82, Mar. 2018.
- [38] C. Coskun, Z. Oktay, and I. Dincer, “Performance evaluations of a geothermal power plant,” in *Applied Thermal Engineering*, 2011, vol. 31, no. 17–18, pp. 4074–4082.
- [39] G. Langella, V. Paoletti, R. DiPippo, A. Amoresano, K. Steinunnardóttir, and M. Milano,

BIBLIOGRAFÍA

- “Krafla geothermal system, northeastern Iceland: Performance assessment of alternative plant configurations,” *Geothermics*, vol. 69, no. May, pp. 74–92, 2017.
- [40] “DIRECT DRY COOLING SYSTEMS. MODULEAIR CONDENSER the features of Hexacool ®.”
- [41] S. J. Zarrouk and C. Morris, “LIQUID CARRYOVER IN GEOTHERMAL STEAM-WATER SEPARATORS,” 2016.
- [42] “Steam turbines | Power Generation | Siemens Global Website.” [Online]. Available: <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/steam-turbines.html>. [Accessed: 31-Mar-2020].
- [43] “ORC System | TURBODEN.” [Online]. Available: <https://www.turboden.com/products/2463/orc-system>. [Accessed: 13-Apr-2020].
- [44] “SGen-100A/SGen-1000A | Generator 25-370 MVA | Siemens Global Website | Generators | Siemens Global Website.” [Online]. Available: <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/generators/sgen-100a.html>. [Accessed: 13-Apr-2020].
- [45] “Geothermal Power Plant Condensers in the World.”
- [46] “DIRECT DRY COOLING SYSTEM the features of Hexacool ®.”
- [47] “Fundamentos de Intercambiadores de C&T - Arveng Training & Engineering.” [Online]. Available: <https://arvengtraining.com/fundamentos-de-intercambiadores-de-ct/>. [Accessed: 14-Apr-2020].
- [48] C. N. Hance and K. Gawell, “Factors Affecting Cost of Geothermal Power Development and Production,” 2005.
- [49] C. Clauser and M. Ewert, “The renewables cost challenge: Levelized cost of geothermal electric energy compared to other sources of primary energy – Review and case study,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 82. Elsevier Ltd, pp. 3683–3693, 01-Feb-2018.
- [50] “Sección prensa / Índice de Precios Industriales (IPRI).” [Online]. Available: https://www.ine.es/prensa/ipri_prensa.htm. [Accessed: 11-May-2020].
- [51] S. K. Sanyal, “COST OF GEOTHERMAL POWER AND FACTORS THAT AFFECT IT.”
- [52] I. Renewable Energy Agency, *Geothermal power: Technology brief*. 2017.
- [53] Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica. UVA, “Lección F. GESTIÓN ENERGÉTICA EN LA INDUSTRIA,” pp. 1–71, 2019.
- [54] “Tasa de descuento - Qué es, definición y concepto | Economipedia.” [Online]. Available: <https://economipedia.com/definiciones/tasa-descuento.html>. [Accessed: 07-Jun-2020].
- [55] “Mercados | Red Eléctrica de España.” [Online]. Available: <https://www.ree.es/es/datos/mercados/componentes-precio-energia-cierre-desglose>. [Accessed: 14-May-2020].
- [56] Núm, “Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos.”
- [57] M. LA Para Transición Ecológica Y El Reto Demográfico, “Disposición 2838 del BOE núm. 51 de 2020,” 2020.