



Programa Regional de Entrenamiento

Geotérmico (PREG)

Diplomado de Especialización en Geotermia-2014

Universidad de El Salvador

Facultad de Ingeniería y Arquitectura

Unidad de Postgrados



DISEÑO CONCEPTUAL DE PLANTA GEOTÉRMICA TIPO BINARIA PARA PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD

Presentado Por:

Integrantes del grupo

JOSÉ ERICK JIMÉNEZ MAJANO
CARLOS JOSÉ BARRERA MÉNDEZ
GERVER IVÁN LAÍNEZ VELÁSQUEZ
HÉCTOR ALEXANDER GARCÍA VELA

INGENIERO MECÁNICO
INGENIERO INDUSTRIAL
INGENIERO MECÁNICO
INGENIERO MECÁNICO

Director del trabajo:

ING. JOSÉ LUIS HENRÍQUEZ

Colaborador:

ING. ÁLVARO RENÉ FLAMENCO RAMOS

Ciudad Universitaria, 31 de Octubre de 2014

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo plantear una propuesta para incrementar la eficiencia global de una planta geotérmica, ya en operación, mediante una planta tipo Binaria asociada la cual aproveche la energía térmica contenida en el agua procedente de diferentes estaciones de separación. Para esta propuesta se desarrolló un modelo del ciclo termodinámico y transferencia de calor, mediante el cual se identificaron los parámetros principales de operación y dimensionamiento de los equipos principales de transferencia térmica, así como de los equipos de generación de potencia eléctrica. Con esto se pretende establecer las condiciones de operación y dimensionamiento de los equipos principales, cuyo detalle es presentado en este documento.

Para el accionamiento de la planta binaria se seleccionaron (por semejanza de presión y temperatura) tres pozos del campo geotérmico en operación, los cuales producen en total 185 [kg/s] de agua geotérmica separada a una presión de separación de 12 [Bar]). Para determinar el salto térmico se determinó la temperatura de abandono a través del análisis de potencial de incrustación de sílice y se estableció una temperatura de condensado. Para evaluar diferentes condiciones de operación se desarrolló un modelo termodinámico del ciclo de potencia en el software EES (Engineering Equation Solver). Mediante este modelo se pudo seleccionar el tipo de fluidos de trabajo y condiciones óptimas (temperatura, flujo y presión) de operación de cada equipo de intercambio térmico. El resultado de la simulación fue utilizado como variables de entrada para la selección de los tipos de intercambiadores de calor a utilizar y su dimensionamiento.

Bajo este esquema se obtuvo una potencia genera de 8.19 [MW], con n-pentano como fluido de trabajo, con una presión a la entrada de la turbina de 17.5 [bar], con una eficiencia térmica de 17.6%, una eficiencia exergética de 31.94% y un flujo másico de 105.4 [kg/s]. La temperatura de abandono fue encontrada de 130 [°C] y la temperatura de condensado establecida a 45 [°C]. Las condiciones de trabajo de los equipos principales se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1, Especificaciones de equipos

EQUIPO	ESPECIFICACIÓN
TURBINA	
Tipo/Etapas	Expansión /1
Potencia generada [MW]	8.19
Presión de entrada [bar]	17.5
Presión de salida [bar]	1.367
Flujo másico [kg/s]	105.4

REGENERADOR	
Tipo	E
Calor transferido [kW]	7826
TORRE DE ENFRIAMIENTO	
Tipo	Torre seca
Flujo de aire [kg/s]	2444
Potencia de ventiladores [kW]	33.37
Calor transferido [kW]	38080
BOMBA DE CIRCULACION	
Tipo	Centrifuga
Potencia [kW]	337
PRECALENTADOR	
Tipo	E
Flujo de salmuera [kg/s]	185
Presión lado de alta temperatura [bar]	12
Presión lado de baja temperatura [bar]	17.5
Calor transferido [kW]	24212
EVAPORADOR	
Tipo	K
Calor transferido [kW]	22336

Tomando como datos de entrada los resultados del modelo termodinámico del ciclo, se realizaron los cálculos para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor. Resultados que se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2, Dimensionamiento de intercambiadores de calor

Parámetro/Intercambiador	Precalentador	Recuperador	Evaporador
Numero de pasos	1	1	4
Área de transferencia [m ²]	944.4	705.8	1224
Arreglo	Triangular	Triangular	Triangular
Pitch [in]	15/16	15/16	1
Numero de tubos	846	843	2505
Longitud [m]	16	12	7
Diámetro y calibre de tubería ² [in]	7/8-14	7/8-14	7/8-14
Diámetro interno de carcaza [in]	40	40	132
Distancia entre baffles [m]	0.88	0.88	N/A
Diámetro de banco de tubos [m]	N/A	N/A	1.6

ÍNDICE	Página
INTRODUCCIÓN.....	I
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	I
JUSTIFICACIÓN.....	II
OBJETIVOS	II
MARCO TEORICO	1
1. Situación actual.....	1
1.1 Matriz energética de El Salvador	1
1.2 Energía Geotérmica.....	2
1.3 Sistemas de conversión de energía	3
1.3.1 Sistema simple flasheo.....	3
1.3.2 Plantas de doble flasheo	4
1.3.3 Planta Binaria.....	5
1.3.4 Plantas de vapor seco	6
2. Quimismo del fluido.....	7
2.1 Potencial de Incrustación	7
2.2 Solubilidad de Equilibrio de la Sílice Amorfa	7
2.3 Índice de Saturación	8
3. Análisis termodinámico de componentes	9
3.1 Precalentador y evaporador.....	10
3.2 Turbina	12
3.3 Bombas	13
3.4 Torre de enfriamiento seca	13
3.5 Válvulas.....	14
4. Análisis exergético de componentes	15
4.1 Eficiencia exergética.....	16
4.2 Turbina	16
4.3 Intercambiador de calor	16
4.4 Bombas	17
5. Fluido de trabajo.....	18

6. Intercambiadores de calor	20
6.1 Intercambiadores de coraza y tubo	20
6.1.1 Tipos de corazas	20
6.2 Dimensionamiento de intercambiadores de calor	22
6.2.1 Dimensionamiento preliminar (Recuperador y precalentador)	23
6.2.2 Coeficientes de transferencia de calor de lado de carcasa	24
6.2.3 Caída de presión de lado de carcasa	25
6.2.4 Coeficientes de transferencia de calor de lado de tubería	26
6.2.5 Caída de presión de lado de tubería.....	26
6.2.6 Evaluación del diseño.....	27
6.3 Evaporador (Kettle).....	27
6.3.1 Coeficiente de transferencia de calor de lado de la coraza.....	27
6.3.2 Coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos	28
6.3.3 Coeficiente global de transferencia de calor	28
6.3.4 Numero de tubos.....	28
6.3.5 Velocidad de tubería	28
6.3.6 Diámetro de carcasa	28
6.3.7 Caída de presión	29
METODOLOGÍA	30
ANALISIS DE DATOS	31
1. Selección de pozos	31
2. Temperatura de abandono	32
3. Datos iniciales	33
4. Escenarios propuestos.....	34
4.1 Ciclo binario hibrido con torre seca y recuperadora	34
4.2 Ciclo binario con torre seca y sin recuperador	36
5. Dimensionamiento de intercambiadores.....	38
5.1 Precalentador	38
5.2 Regenerador.....	39
5.3 Evaporador	41
PRESENTACION DE RESULTADOS.....	42

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	46
AGRADECIMIENTOS.....	46
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	47
APENDICE A.....	48
Código EES	48
APENDICE B.....	51
Datos de producción de pozos	51

INTRODUCCIÓN

El aprovechamiento de cualquier tipo de energía primaria, y particularmente la geotérmica, debe ser optimizado para lograr una mayor tasa de transferencia y conversión de energía que permita ampliar la producción de energía de mayor calidad como la eléctrica. Para el caso en cuestión de los campos geotérmicos y específicamente los de alta entalpía, debe considerarse un aprovechamiento en cascada de la energía térmica del fluido de trabajo (vapor y agua geotérmica) a través del uso de sistemas combinados tales como turbinas a condensación y ciclos tipo binarios, interconectados y operando en cascada donde la energía térmica de deshecho del primero es aprovechada para accionar el segundo, incrementando así la eficiencia térmica global de todo el sistema.

El presente trabajo se enfoca en el aprovechamiento de la energía térmica de deshecho mediante una planta geotérmica tipo binario. Su justificación es que no todas las plantas geotérmicas tienen un sistema compuesto como el antes indicado, cuyo potencial aún sigue siendo analizado. Por tal razón se propondrá una alternativa de conexión de ambos sistemas, así como también, para el caso del ciclo binario, una propuesta de diseño térmico y mecánicos de los principales sistemas de la planta que permita optimizar la producción de energía eléctrica generada (MWh_e).

Actualmente solo la planta de Berlín cuenta con un sistema binario, por lo que el presente trabajo tiene como objetivo ser una alternativa para desarrollar sistemas en las plantas restantes. Adicionalmente y considerando los altos costos de los sistemas basados en hidrocarburos y el efecto negativo que estos tienen en el medio ambiente, optimizar la generación de energía renovable como las plantas geotérmicas es algo que traerá beneficios para el país.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Es común la utilización de recursos de alta entalpía en la generación de energía eléctrica, siendo en muchas ocasiones utilizadas plantas de simple flasheo en donde únicamente el fluido geotérmico en forma de vapor es aprovechado mientras la salmuera geotérmica resultante de la operación de separación es reinyectada en frío.

Esto plantea entonces una oportunidad de aumentar la eficiencia de la planta mediante la utilización de la entalpía presente en la salmuera teniéndose para ello en consideración un ciclo binario por adaptarse de mejor manera a la química del fluido y la temperatura de abandono mínima fijada para evitar problemas por incrustaciones de sílice.

Dichas plantas funcionan haciendo uso de intercambiadores de calor siendo de vital importancia para las mismas aquellos llamados precalentadores, evaporadores y regeneradores. Es por tanto que el dimensionamiento de estos equipos así como la

selección del fluido de trabajo adquieren vital importancia pues los resultados obtenidos permitirán contar con información suficiente para detallar técnicamente las características que estos deben poseer para lograr un correcto funcionamiento.

JUSTIFICACIÓN

Cualquier proceso, idea u actividad siempre está sujeto a mejora, llámese un postulado, un sistema de producción, una hipótesis, etc., claramente, una actividad que envuelve el uso de equipos mecánicos siempre tendrá posibles mejoras, como equipos más eficientes, nuevas tecnologías, por mencionar algunas, esto siempre permitirá obtener un mejor aprovechamiento de la energía que se consume, y este caso en particular, una mayor producción energética.

Por lo tanto, éste proyecto trata sobre al diseño de un sistema binario de generación eléctrica que mejora el sistema planta-generación, este sistema se instala en una planta geotérmica existente, aprovechando el calor residual aprovechable del agua de reinyección (que de otra forma se desperdicia) para calentar un fluido orgánico, en este caso n-pentano, que se utiliza como fluido de trabajo. Este sistema de generación permite aumentar la eficiencia total de la planta lo que se traduce en una mayor producción de energía eléctrica.

Los sistemas binarios son usados alrededor del mundo y su impacto en la producción energética, el ahorro en las emisiones de CO₂, su relativa fácil implementación, entre muchos otros beneficios, crean un impacto innegablemente positivo en la sociedad, haciendo así que cualquier dificultad técnica valga la pena ser resuelta.

OBJETIVOS

General

- Diseñar conceptualmente un planta geotérmica tipo binaria

Específicos

- Evaluar el rendimiento térmico de la planta para diferentes fluidos de trabajo.
- Dimensionamiento de los equipos de intercambio de calor de la planta binario, incluyendo análisis termodinámico de los mismos.
- Diagramar flujos de exergía de los diferentes equipos de intercambio y conversión de energía.
- Determinar configuración geométrica óptima de componentes de ciclo binario.
- Especificar condiciones de entrada de fluido geotérmico a los intercambiadores de calor.
- Definir parámetros de operación de turbina, bombas y sistema de enfriamiento.

MARCO TEORICO

1. Situación actual

1.1 Matriz energética de El Salvador

La energía en el país es obtenida de variadas formas entre las cuales podemos distinguir grandes grupos:

- Las energías tradicionales: son fuentes de energía que no son renovables y que en la mayoría de los casos utiliza combustibles fósiles para poder generar electricidad haciéndolas poco amigables con el medio ambiente, en el país este tipo de energías son obtenidas por la quema de combustibles fósiles. Las principales empresas en este rubro son las llamadas centrales termoeléctricas (Duke Energy, Nejapa Power, HOLCIM, INE, Textufil, GECSA, Energía Borealis, Hilcasa, Termopuerto)
- Las energías limpias: Aquellas que son amigables con el medio ambiente, no implican quema de combustibles fósiles. Actualmente en el país se utiliza la energía hidráulica de las centrales hidroeléctricas (Guajoyo, Cerrón Grande, 5 de Noviembre, 15 de Septiembre), la geotérmica (Central geotérmica de Ahuachapan y Berlin) y biomasa (CASSA de Izalco y Chaparrastique, Ingenio El Angel y La Cabaña)

Desde 1996 cuando se creó la Ley General de Electricidad se vivió una serie de transformaciones en el mercado energético que involucro distintos procesos que hicieron a la matriz energética salvadoreña altamente dependiente del petróleo, aportando casi un 50% de la capacidad energética instalada (Figura 1).

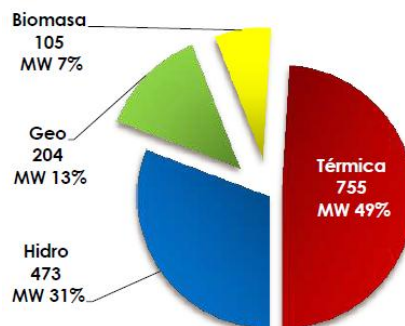


Figura 1, Matriz energética actual en El Salvador [CNE, 2014]

Debido a la escalada en los precios del petróleo El Salvador el Consejo Nacional de Energía con su facultad de ente rector de política y estrategia energética nacional creó la Política Nacional de Energía 2010-2024 la cual tiene como uno de sus ejes estratégicos la "Diversificación de la matriz energética y fomento de las fuentes renovables de energía", con lo cual se planea tener para el año 2018 una matriz energética menos dependiente del petróleo (Figura 2), para ello se planea invertir en energías limpias teniendo la energía geotérmica un papel importante en ella, teniendo

un crecimiento del 13 al 20% para el 2018 y un efecto global de reducción de los derivados del petróleo del 49 al 15% de la capacidad nacional instalada.

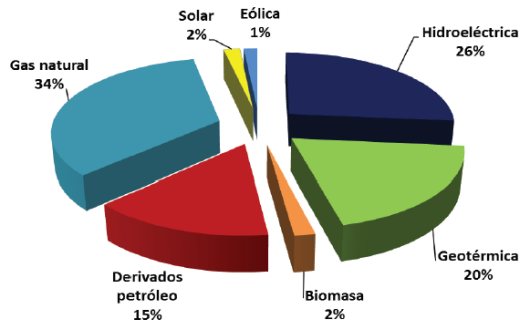


Figura 2, Matriz energética de El Salvador estimada para 2018 [CNE, 2014]

1.2 Energía Geotérmica

En un inicio la tierra era considerada una masa de roca caliente que con el tiempo fue enfriando y volviéndose sólida, dejando en su interior un centro caliente y aislada, mediante la capa externa de la tierra llamada corteza que reduce la pérdida de calor. Este núcleo terrestre se convierte entonces en una fuente de calor que genera un flujo de energía en forma de calor hacia partes más externas de la tierra en un rango de 56-57 [mW/m²] como promedio, sin embargo, este puede ser mayor en ciertas zonas como lo son el caso los límites de las placas tectónica y las zonas de rift al interior del continente. Una forma más común de evidenciar estas anomalías en el calor de la tierra es el denominado gradiente geotérmico que no es más la manera en como el calor aumenta conforme aumenta la profundidad de la tierra mediada desde la superficie, en promedio el gradiente terrestre es de 25-30[°C/Km], sin embargo, en zonas anómalas este puede ser hasta diez veces mayor al promedio. A mayor gradiente geotérmico menor será la profundidad que se deberá perforar para obtener suficiente un beneficio de esta energía almacenada.

La energía geotérmica esta siempre asociada a un sistema geotérmico el cual debe poseer como mínimo un fuente de calor que comúnmente cámaras magmáticas someras asociadas a un vulcanismo joven, zonas de recarga de fluido que comúnmente son zonas altas donde las aguas meteóricas se infiltran para alimentar los acuíferos profundos y roca permeable que permita que el fluido fluya hacia el pozo productor y una capa sello que evita que se existan pérdidas de calor en el reservorio. En la Figura 3 se muestran los diversos usos de la energía geotérmica en función de la temperatura en superficie del recurso.

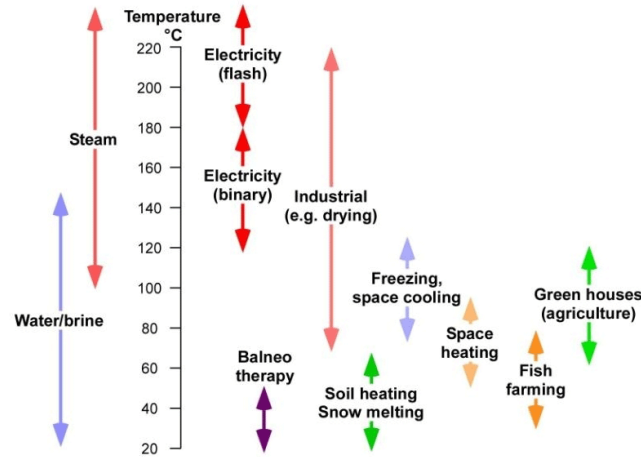


Figura 3, Usos de la Energía Geotérmica en base a Temperatura.

Esta energía geotérmica puede ser aprovechada de distintas maneras dependiendo su temperatura (entalpía), estos se suelen dividir principalmente en:

- Usos directos: el calor del fluido geotérmico se puede utilizar para refrigeración, balnearios, disecado de frutas, acondicionamiento de edificios entre otros, asociados a sistemas geotérmicos de baja entalpia (menos de 90°C).
- Generación Eléctrica: el fluido geotérmico se utilizar para abastecer de vapor a una central, muy similar a una planta convencional de vapor de agua. Aunque también existen otras maneras de generar que se estudiaran con más detalle en secciones posteriores

En resumen la energía geotérmica se origina al interior de la tierra y es llevada a la superficie terrestre mediante fuerzas dinámicas terrestres de distinta intensidad dependiendo de la zona geográfica.

1.3 Sistemas de conversión de energía

1.3.1 Sistema simple flasheo

Usada en sistemas geotérmicos donde existen tanto vapor como agua líquida, en este tipo de plantas se extra el fluido geotérmico que conforme gana altura con respecto al reservorio sufre una evaporación, teniéndose en superficie un fluido bifásico (mezcla de vapor y agua). El proceso de flasheo se da cuando la presión del fluido desciende por debajo de la presión de saturación a la temperatura dada. Es por ello que el flasheo se puede dar en distintos puntos como lo son el reservorio geotérmico, en el pozo productor y en la entrada del separador ciclónico.

El proceso de flasheo (Proceso 1-2, Figura 4) se puede dar en distintos puntos, una vez el fluido bifásico llega al separador ciclónico este produce dos flujos uno de vapor y otro líquido (salmuera), el vapor es conducido a la entrada de la turbina donde sufre una expansión que genera trabajo mecánico sobre el rodete de la turbina y esta al estar conectada a un generador produce electricidad (Proceso 4-5, Figura 4), la salmuera de separación no es utilizada para generar más energía y es generalmente

reinyectada para fomentar la renovabilidad del recurso. A la salida de la turbina se tiene una mezcla bifásica de alta calidad, posteriormente en el condensador se convierte en líquido saturado (Proceso 5-6, Figura 4), el condensado se logra mediante una mezcla con agua a más baja temperatura proveniente de la torre de enfriamiento, una vez condensado puede ser reinyectado junto con la salmuera de separación.

1.3.2 Plantas de doble flasheo

Las plantas de doble flasheo permiten incrementar la eficiencia de la planta pues logran producir un extra del 15 al 25% con respecto a una planta de simple flasheo. En este tipo de planta se busca aprovechar la energía que aún posee la salmuera de separación a la salida del separador ciclónico, la cual se convierte en vapor de baja presión mediante la utilización de un componente denominado flasher, este vapor de baja presión puede integrarse en las últimas etapas de la turbina (turbina de doble admisión) o puede alimentar una turbina independiente. La utilización de plantas de

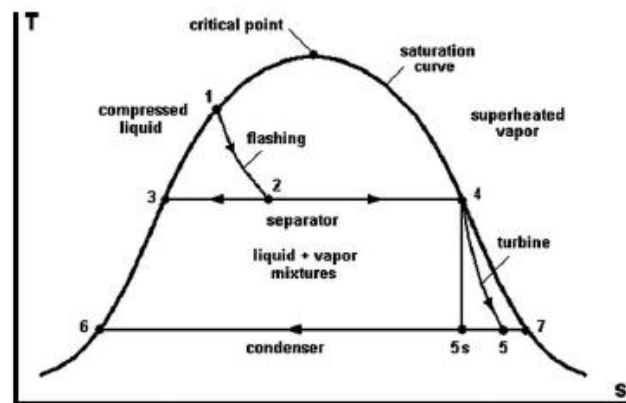


Figura 4, Diagrama Temperatura Entropía Planta de Simple Flasheo [De DiPippo, R.,2008]

doble flasheo se ve limitada por la química del fluido geotérmico debido a que con cada proceso de flasheo la concentración de sílice en el fluido se ve incrementando generando una mayor susceptibilidad a crear precipitación y por tanto incrustaciones de sílice amorfa en los componentes o tuberías donde se maneje la fase líquida del mismo.

Las plantas de doble flasheo también sirven para aprovechar recursos geotérmicos de líquido dominante, como se puede observar existen dos procesos de flasheo (Figura 5), el primer flasheo se da en algún punto entre el reservorio y el separador ciclónico (Proceso 1-2, Figura 5), el vapor es enviado a la turbina de alta presión (Punto 4, Figura 5), la salmuera por su parte es llevada a un flasher, en donde la presión es reducida súbitamente en un proceso isoentálpico (Proceso 3-6, Figura 5), una vez convertida en vapor, es llevada a la entrada de la turbina de baja presión (Punto 8), dependiendo el tipo configuración, el vapor de alta y de baja son mezclados e

introducidos a la turbina de baja presión, produciendo una segunda expansión en el fluido (Proceso 9-10). Por último el condensado es llevado a reinyección

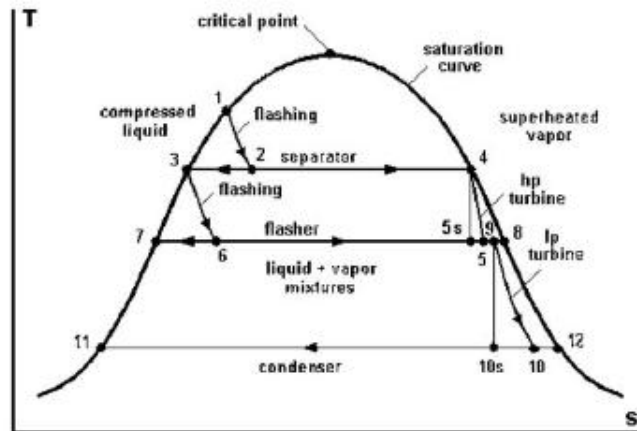


Figura 5, Diagrama Temperatura Entropía Planta de Doble Flasheo [De DiPippo, R.,2008]

1.3.3 Planta Binaria

Este tipo de plantas utilizan un proceso único para generar energía eléctrica, se utiliza al fluido geotérmico como una fuente de calor para llevar un fluido de trabajo de la fase líquida a la fase vapor, el vapor generado entra a la turbina haciéndola girar generando potencia. La particularidad de este tipo de plantas es que permite aprovechar recursos de baja entalpía (baja temperatura), inclusive aquellos que no se presentan como fluido bifásico en superficie. Este tipo de plantas son usadas para explotar campos geotérmicos donde la concentración de sílice es alta haciendo inviable la utilización de plantas de simple y doble flasheo que con seguridad estarían expuestas a incrustaciones, aparte de ello este tipo de plantas puede ser utilizada para extraer energía de la salmuera de separación de una planta de condensación (simple flasheo) en donde por motivos de química del fluido es recomendable no generar un segundo flasheo.

Este tipo de plantas es muy utilizada a nivel mundial representando el 32% del total de las unidades geotérmicas operando, sin embargo, solamente aportan el 4% de la potencia total, generalmente las unidades binarias son de poca capacidad que en promedio son de 2.3 MW/unidad sin embargo se tienen unidades de mayor capacidad variando entre 7 a 10 MW. Generalmente este tipo de plantas son utilizadas cuando la temperatura del fluido geotérmico está por debajo de los 150°C donde una planta de condensación sería difícilmente instalada.

Las plantas binarias permiten aprovechar la energía geotérmica de fluidos de mediana entalpía a través del intercambio de calor entre el fluido geotérmico y el fluido binario, jugando un papel fundamental los intercambiadores de calor, ya que a través de estos el potencial energético del fluido geotérmico es aprovechado.

El fluido de trabajo intercambia calor con la salmuera (Proceso 4-1, Figura 6), posteriormente el vapor es enviado a la turbina, para generar potencia (Proceso 1-2, Figura 6). Luego en algunos casos el fluido es enviado a un recuperador en donde se aprovecha parte del calor residual del vapor a la salida de la turbina. El vapor saturado entra al condensador, en donde es convertido en líquido saturado (Proceso 2-3, Figura 6). Por último una bomba eleva la presión del fluido, haciendo llegar a presión de entrada de la turbina (Proceso 3-4, Figura 6). Resaltando así lo hermético del ciclo, es decir, a diferencia de las plantas de simple flasheo y doble flasheo antes analizadas en estas el fluido permanece íntegramente en un circuito cerrado de tuberías. La cantidad de fluido solo se ve reducida por las pérdidas de flujo inherentes a todo circuito cerrado.

1.3.4 Plantas de vapor seco

Este tipo de plantas toman ventaja de los recursos de vapor dominante, el vapor es trasladado directamente desde el reservorio geotérmico. Este tipo de configuración es

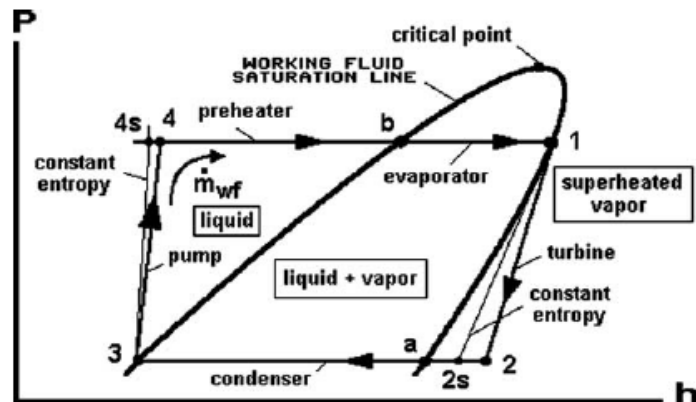


Figura 6, Diagrama Presión Entalpía Planta Binaria [De DiPippo, R.,2008]

el más antiguo, la primera planta de este tipo fue construida en Lardarello en 1911 produciendo electricidad (No obstante, utilizaba un segundo fluido de trabajo, similar al ciclo binario). Sin embargo, no es común encontrar un sistema geotérmico de este tipo.

En un campo geotérmico de vapor dominante la forma de extraer energía es semejante a los de líquido dominante. La principal diferencia radica no se requiere de un proceso de separación en superficie y el fluido es íntegramente aprovechado para la generación de potencia (Figura 7).

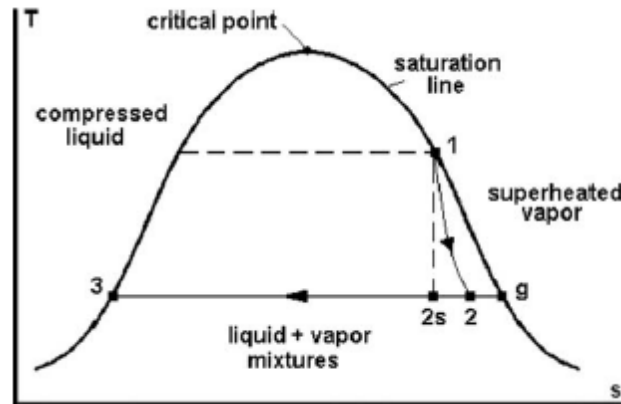


Figura 7, Diagrama Temperatura Entropía Planta de Vapor Seco [De DiPippo, R.,2008]

2. Quimismo del fluido

2.1 Potencial de Incrustación

En el reservorio el fluido geotérmico se encuentra en equilibrio con el cuarzo disuelto, la expresión que relaciona la temperatura del reservorio T [°C] y la concentración de cuarzo para cero salinidad q_0 (expresada en ppm) viene dado por el geotermómetro de sílice-cuarzo (Fournier & Porter 1982b):

$$T = -42.198 + 0.28831 \cdot q_0 - 3.6686 \cdot 10^{-4} q_0^2 + 3.1665 \cdot 10^{-7} q_0^3 + 77.034 \cdot \log(q_0) \quad \text{Ec. 1}$$

Esta ecuación es válida desde 20°C hasta 330°C, si se conoce la salinidad del reservorio se puede calcular una corrección

$$q = q_0 \cdot [1 - 0.2 \cdot m(1 - 0.3363 \cdot T^{0.1644})] \quad \text{Ec. 2}$$

Dónde q_0 es la solubilidad con cero salinidad [ppm]
 m es la salinidad del reservorio [molalidad de NaCl]
 T es la temperatura del reservorio [°C]

La salinidad del reservorio no crea mayores diferencias sino cuando el pH es superior a 7 y menor a 9.

2.2 Solubilidad de Equilibrio de la Sílice Amorfa

Cuando el fluido se encuentra en el reservorio se encuentra en equilibrio con la sílice en forma de cuarzo sin embargo al enfriarse el equilibrio se dará con la Sílice amorfa, La siguiente ecuación permiten construir la curva de concentración de equilibrio de la Sílice Amorfa, denotándose a la concentración de Sílice como S .

$$T = \frac{731}{4.52 - \text{Log}(S)} - 273.15 \quad \text{Ec. 3}$$

Dónde: T es la temperatura del reservorio en [K]
 S es la concentración de sílice amorfa a cero salinidad [ppm]

Esta expresión es válida para el rango de temperaturas de 20 a 250° C. A partir de esta ecuación se puede construir la Curva de Solubilidad de Equilibrio de la Sílice Amorfa.

2.3 Índice de Saturación

Los estados de la sílice son cristalinos y no cristalinos (también llamado sílice amorfa). La sílice cristalina puede tomar varias formas como cuarzo, cristobalita, tridimita y otras cuatro formas raras. La diferencias entre cada una de las formas son el arreglo individual de los átomos que forman la estructura cristalina del mineral. El cuarzo y la sílice amorfa son las formas que se relacionan a los problemas de incrustación en sistemas geotérmicos.

Generalmente el fluido geotérmico en el reservorio estará en equilibrio con el cuarzo. El flasheo o el enfriamiento del fluido geotérmico hará que el fluido se vuelva saturado con respecto al cuarzo. Afortunadamente, la precipitación de sílice a bajas temperaturas está controlada por el equilibrio de Sílice Amorfa la cual es más soluble que el cuarzo

Cuando se habla de Índice de Saturación (IS) se debe entender como un indicador del potencial de incrustación de cierta especie química disuelta, su cálculo implica conocer la concentración de equilibrio (S_{eq}) y la concentración de la salmuera de separación S . Operacionalmente está definida así:

$$IS = \frac{S}{S_{eq}} \quad \text{Ec. 4}$$

Si $IS > 1.2$, la sílice tenderá a precipitar y existirá un riesgo de incrustación de sílice en los equipos superficiales, pozos de reinyección e incluso en el reservorio disminuyendo la permeabilidad del campo.

La solubilidad de la sílice no es solamente función de la temperatura sino del pH y de la salinidad del fluido geotérmico, a mayor salinidad la solubilidad de la sílice se ve disminuida y a mayor pH (de neutral a básico con $pH > 7$) la cinemática de la sílice hace que esta precipite de manera más rápida. Ejemplos de ello son el campo geotérmico de Mak-Ban en Filipinas es una planta binaria que utiliza un tratamiento para acidificación del agua disminuyendo el pH de 6.3 a un valor de 5.5 reduciendo el Índice de Saturación a un valor de 1.7, por experiencia con variados campos geotérmicos se ha observado que se puede operar con un índice de Saturación de 1.2 teniendo un buen desempeño en cuanto a incrustaciones de sílice, de lo contrario sería recomendado la utilización de acidificación para alterar el pH y aumentar el tiempo que tarda la Sílice amorfa en precipitar.

Tabla 3, Índice de saturación en campos en el mundo

Campo	Tipo de Planta	Índice de Saturación
Rotokawa (Nueva Zelanda)	Combinación Condensación y Binario	1.4
Kawarau (Nueva Zelanda)	Sistema Binario	1.4-1.5
Mak- Ban (Filipinas)	Combinación Condensación y Binario (Salmuera)	1.7
Palinpinon-I (Filipinas)	Condensación	1.2

La concentración de sílice en aguas separadas se puede conocer si se poseen datos de la concentración de Sílice (SiO_2) a condiciones de reservorio y de la calidad de vapor del fluido bifásico, esto mediante la siguiente ecuación:

$$S = \frac{S_{\text{reservorio}}}{1 - x} \quad \text{Ec. 5}$$

Dónde: S es la concentración de sílice en la salmuera de separación
 $S_{\text{reservorio}}$ es la concentración de sílice a condiciones de reservorio
 x es la calidad del fluido bifásico antes de entrar al separador ciclónico

Luego de la separación y a lo largo de los intercambiadores la concentración se mantiene constante pues no se realiza ninguna operación que implique evaporación del fluido geotérmico.

3. Análisis termodinámico de componentes

Las plantas binarias trabajan con el Ciclo Orgánico de Rankine por lo que también se les suele llamar ORC por sus siglas en inglés, el principio en el que basan su funcionamiento es en el intercambio de calor que se da entre el fluido geotérmico y el fluido de trabajo seleccionado, el fluido geotérmico puede ser obtenido por medio de la operación de separación en el separador ciclónico si la planta binaria es utilizada como un agregado a la planta de condensación o directamente del pozo si se trata de una planta binaria pura. Los intercambiadores de calor en la planta binaria son el Precalentador (PH por sus siglas en inglés), Evaporador (E por sus siglas en inglés) y en ciertos casos el Regenerador (R) para extraer un poco más de energía al fluido geotérmico. A continuación se muestran un esquema general de una planta binaria la cual no toma en consideración el Regenerador, esto debido a que no todos los fluidos de trabajo soportan la regeneración.

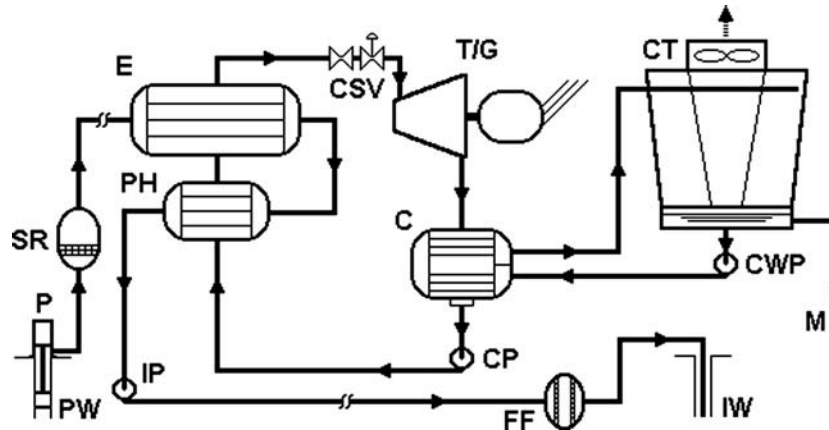


Figura 8, Esquema básico de una planta binaria [De DiPippo, R.,2008]

En el estudio que se presenta a continuación la salmuera será obtenida del agua de separación en el separador ciclónico que es el punto de entrada a la planta de condensación y la binaria, al anexar la planta binaria se planea incrementar la eficiencia de la misma debido a que se hará utilización de la entalpia que aún posee la salmuera de separación, este tipo de plantas vendría a ser una planta híbrida que a nivel internacional es conocida como un *Brine Bottoming Binary System*.

3.1 Precalentador y evaporador

Tanto el precalentador como el evaporador son intercambiadores de calor, siendo los de mayor uso industrial, del tipo de Coraza y Tubo, esto debido a sus ventajas de flexibilidad, robustez y facilidad de mantenimiento y reparación. Consisten en una estructura de tubos pequeños colocados en el interior de un casco de mayor diámetro y sus consideraciones de diseño están normadas por *The Tubular Exchanger Manufacturers Association* (TEMA). En los intercambiadores existen dos corrientes de flujo, en una de ellas se conduce el llamado fluido caliente y la otra transporta el fluido frío, la transferencia de calor se realiza por diferencias de temperaturas. Para las plantas binarias el fluido caliente es el geotérmico y el fluido frío es el denominado fluido de trabajo, los cuales habitualmente pueden ser Isopentano, Isobutano, Propano, refrigerante R-134a y n-Pentano.

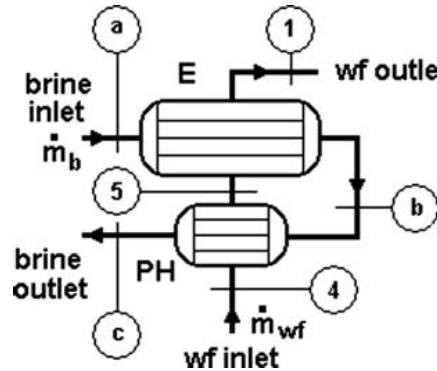


Figura 9, Esquema precalentador y evaporador [De DiPippo, R.,2008]

Se asume que los intercambiadores de calor están bien aislados, esto para que la transferencia de calor sea exclusivamente entre la salmuera y el fluido de trabajo. Se asume también, que el fluido es constante y las diferencias que pueden existir entre energía potencial y energía cinética son nulas. Considerando todo como un sistema termodinámico (Referido a la Figura 9), la ecuación que los gobierna es la siguiente:

$$\dot{m}_b(h_a - h_c) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4) \quad \text{Ec. 6}$$

Dónde: \dot{m}_b es el flujo másico de salmuera
 \dot{m}_{wf} es el flujo másico del fluido de trabajo binario

Si la salmuera tiene bajos sólidos y gases disueltos, la parte izquierda de la ecuación se puede reemplazar por el calor específico de la salmuera \bar{c}_b por la caída de temperatura:

$$\dot{m}_b c_{b,p}(T_a - T_c) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4) \quad \text{Ec. 7}$$

Dónde $c_{b,p}$ es la capacidad calorífica a presión constante de la salmuera

Con esta fórmula se puede encontrar el flujo requerido de salmuera para una configuración de parámetros de diseño de un ciclo

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{wf} \frac{(h_1 - h_4)}{c_{b,p}(T_a - T_c)} \quad \text{Ec. 8}$$

Con el siguiente diagrama se puede analizar el intercambiador de calor, es un diagrama temperatura (T) transferencia de calor (q). El eje de las absisas representa la cantidad de calor que pasa de la salmuera al fluido de trabajo. Se representa en porcentaje o unidades de calor $\frac{kJ}{kg} wf$

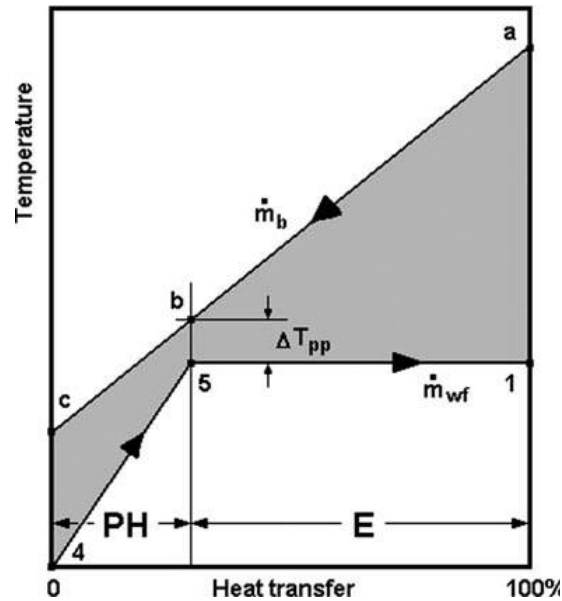


Figura 10, Diagrama de temperatura - transferencia de calor para el precalentador y evaporador [De DiPippo, R.,2008]

El precalentador provee de calor sensible para levantar el fluido de trabajo a su punto de ebullición, estado 5. La evaporación ocurre en 5 a 1 a lo largo de una isoterma como un fluido de trabajo puro. El lugar donde la salmuera y el fluido de trabajo experimentan la mínima diferencia de temperatura se llama “pinch point” y el valor de esa diferencia es designado como la diferencia del pinch point, ΔT_{pp} .

Los estados 4, 5 y 1 deben ser conocidos de las especificaciones del ciclo, el estado 4 es líquido comprimido, a la salida de la bomba; el estado 5 es líquido saturado a la presión del evaporador; y el estado 1 es vapor saturado, el mismo a la entrada de la turbina. Por lo tanto los dos intercambiadores de calor se pueden analizar por separado como sigue:

$$\text{Evaporador} \quad \dot{m}_b c_{p,b} (T_b - T_c) = \dot{m}_{wf} (h_5 - h_4) \quad \text{Ec. 9}$$

$$\text{Precalentador} \quad \dot{m}_b c_{p,b} (T_a - T_b) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_5) \quad \text{Ec. 10}$$

La temperatura de entrada de la salmuera es siempre conocida T_a . La temperatura del punto de pellizco es generalmente conocida de las especificaciones del fabricante; esto permite encontrar T_b de un valor conocido de T_5 . El procedimiento para el desarrollo completo del dimensionamiento se detalla más adelante.

3.2 Turbina

Las turbinas en las plantas binarias también trabajan expandiendo el vapor para generar movimiento en ellas, con la diferencia que es un vapor generado de la evaporación de un fluido de trabajo (no vapor de agua) el cual se caracteriza por su alta volatilidad y por presentar una forma de campana en cierta manera sesgada a la derecha, propio de los llamados fluidos retrógrados, la ventaja que brinda este tipo de fluidos es que el proceso de expansión en la turbina no genera humedad a la salida de

la turbina (punto 2, Figura 6) ya que se encuentra en la región de vapor sobrecalentado y permite el aprovechamiento de la entalpía a través de un regenerador antes que el vapor sea condensado. (Tramo 2-a, Figura 6).

Con los supuestos habituales de los términos de energía cinética y potencial insignificantes, junto con la operación adiabática constante, la potencia se encuentra con la siguiente relación:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_2) = \dot{m}_{wf}\eta_t(h_1 - h_2) \quad \text{Ec. 11}$$

Dónde η_t es la eficiencia isentrópica de la turbina.

3.3 Bombas

Las bombas simplemente cumplen la función de movilizar el fluido de un punto a otro, elevando la presión en el proceso. Con los supuestos habituales de los términos de energía cinética y potencial insignificantes junto con, la operación adiabática constante, la potencia que se le suministra al fluido de trabajo por la bomba es (En base a la Figura 6):

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) = \frac{\dot{m}_{wf}(h_4 - h_3)}{\eta_p} \quad \text{Ec. 12}$$

Dónde η_p es la eficiencia isentrópica de la bomba

3.4 Torre de enfriamiento seca

El sistema de enfriamiento en seco utiliza aire para condensar vapor de la turbina forzando el aire a temperatura ambiente a través de un haz de tubos con aletas que contienen el vapor en el interior. A menudo se utilizan cuando el suministro de agua no está disponible cerca de la planta. Generalmente, en las plantas geotérmicas, el sistema de enfriamiento de aire seco tiro mecánico mediante ventiladores con motores accionados por energía eléctrica. Hay dos configuraciones principales de la colocación de ventilador en este tipo de torres:

1. La de tiro inducido, tiene un ventilador mecánico en la parte superior de la torre. El ventilador empuja el aire a través de los haces de tubos y lo empuja lejos para reducir el riesgo de recirculación. Se necesita alta potencia si la temperatura ambiente es alta, debido a la velocidad de entrada baja del aire.
2. La de tiro forzado, tiene un ventilador mecánico en la parte inferior de la torre, para forzar el aire en circulación a través del haz de tubos. El aire se distribuye uniformemente en la torre debido a las bajas velocidades de aire de descarga desde el haz de tubos y tiene más recirculación de aire que la de tiro inducido. La configuración de tiro forzado está más afectada por las condiciones climáticas frías.

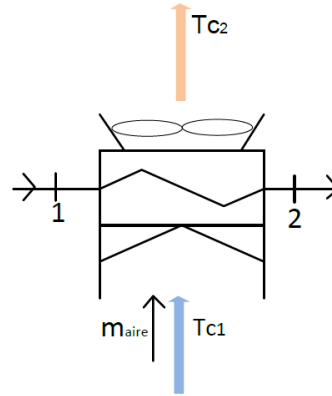


Figura 11, Torre de enfriamiento seca [Elaboración propia]

El sistema de enfriamiento en seco es muy sensible a las variaciones de la temperatura ambiente, esto afecta directamente la salida de potencia de la planta. A diferencia de los sistemas de enfriamiento húmedo, la necesidad de un suministro de agua de reposición es eliminada, como también son los problemas de congelación del agua, y las columnas de vapor de agua. Los requisitos, costes de mantenimiento y operación son bajos debido a un menor número de componentes que se utilizan. El balance de energía se representa por la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_{aire}c_{p,aire}\Delta T \quad \text{Ec. 13}$$

De donde ΔT es la diferencia ente la temperatura del aire de entrada y el aire de salida. La ecuación anterior se puede expresar así:

$$\dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_{aire}c_{p,aire}(T_{C2} - T_{C1}) \quad \text{Ec. 14}$$

La potencia requerida para el movimiento del aire a través de los ventiladores se puede calcular, así:

$$\dot{W}_{ventilador} = \frac{\dot{v}_{aire}\Delta P}{\eta_{moto_ventilador}} \quad \text{Ec. 15}$$

$$\dot{v}_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire_{sal}}} \quad \text{Ec. 16}$$

Dónde	$c_{p,aire}$	es el calor específico a presión constante del aire
	T_{C1}	es la temperatura de entrada del aire
	T_{C2}	es la temperatura de salida del aire
	\dot{v}_{aire}	es el flujo volumétrico de aire.
	ΔP	es la diferencia de presión entre la entrada y salida del ventilador.
	\dot{m}_{aire}	es el flujo másico de aire
	$\eta_{moto_ventilador}$	es la eficiencia del moto-ventilador
	$\rho_{aire_{sal}}$	es la densidad del aire a la salida del ventilador

3.5 Válvulas

Válvulas de estrangulamiento se encargan de reducir la presión en el fluido de trabajo. A diferencia de las turbinas, ellas producen una caída de presión sin ningún tipo de

trabajo, esta caída es a menudo acompañada de una gran caída de temperatura, un diagrama esquemático se muestra a continuación:

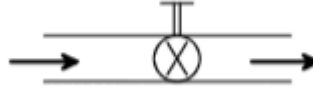


Figura 12, Válvula [Elaboración propia]

Para estos volúmenes de control se hacen las siguientes asunciones:

Dado que el flujo a través de estos aparatos es adiabático, a pesar de que la velocidad de salida es considerablemente mayor, el cambio en energía cinética es insignificante, normalmente el cambio en energía potencial es despreciable, por lo tanto su ecuación básica se reduce a:

$$h_{entrada} \cong h_{salida} \quad \text{Ec. 17}$$

4. Análisis exergético de componentes

El concepto de exergía se refiere al máximo trabajo realizable por un sistema, que puede ser teóricamente ejecutable, limitado por las características del fluido a las condiciones ambientales.

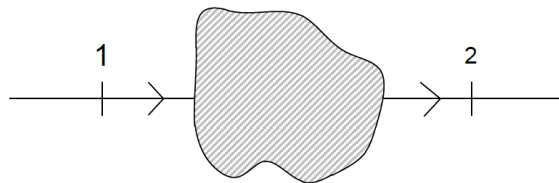


Figura 13, Sistema general en interacción con el medio ambiente [Elaboración propia]

Considérese el sistema de la Figura 13, al intercambiar calor con el ambiente y generar potencia, se determina a través de la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica que el trabajo producido es:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_1 - h_2 - T(s_1 - s_2)) \quad \text{Ec. 18}$$

Y el máximo trabajo generado es:

$$\dot{W}_{max} = \dot{m}(h_1 - h_0 - T(s_1 - s_0)) \quad \text{Ec. 19}$$

Reagrupando los términos la ecuación anterior se reescribe así:

$$\dot{W}_{max} = \dot{m} \cdot e \quad \text{Ec. 20}$$

Este último término e es llamado exergía. Cabe destacar que en el caso en el caso que un sistema desarrolle potencia, la exergía es exactamente igual a la potencia producida.

4.1 Eficiencia exergetica

Existen dos enfoques para el desarrollo de la eficiencia exergetica.

- *Fuerza bruta* ($\eta_{x,BF}^{II}$): definida como el cociente de la suma de todos los términos de salidas de exergía a la suma de todos los términos de exergía de entrada.
- *Funcional* ($\eta_{x,FUN}^{II}$): es relación de la exergía asociada con la producción de energía deseada a la exergía asociada con la energía gastada para lograr la salida deseada.

La definición de fuerza bruta se puede aplicar de una manera sencilla, con independencia de la naturaleza del sistema, una vez que todos los flujos de exergía se han determinado. La definición funcional, sin embargo, requiere un juicio y una comprensión de la finalidad del sistema antes que la forma funcional de la ecuación pueda ser formulada.

4.2 Turbina

La turbina tiene como propósito disminuir la exergía del fluido de trabajo para producir una potencia de salida neta.

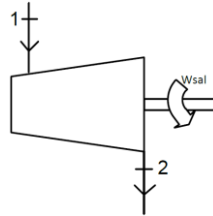


Figura 14, Turbina, [Elaboración propia]

En base a la Figura 14, se pueden establecer dos enfoques diferentes de eficiencia, en el enfoque de *fuerza bruta* la relación es entre los productos a la salida, es decir, exergía a la salida de la turbina y potencia de salida, y la exergía de entrada. Sin embargo, el enfoque funcional indica una relación entre la potencia de salida y la exergía entregada a la turbina. Ambas pueden ser expresadas de la siguiente manera:

$$\eta_{t,BF}^{II} = \frac{e_w + e_2}{e_1} = \frac{w + e_2}{e_1} \quad \text{Ec. 21}$$

$$\eta_{t,FUN}^{II} = \frac{e_w}{e_1 - e_2} = \frac{w}{e_1 - e_2} \quad \text{Ec. 22}$$

4.3 Intercambiador de calor

La Figura 15 representa de forma esquemática un intercambiador de calor, en el cual el fluido caliente viaja de a-b y el frío de 1-2. El análisis consiste en suponer que independientemente del tipo de fluido en su interior, las paredes con el exterior son adiabáticas.

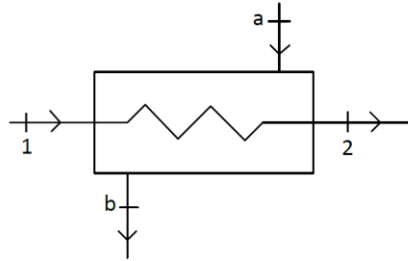


Figura 15, Intercambiador de calor [Elaboración propia]

La eficiencia exergética desde el punto de vista de la *fuerza bruta* representa el cociente en la transferencia de energía de ambos fluidos.

$$\eta_{HXer,BF}^{II} = \frac{\dot{m}_1 e_2 + \dot{m}_a e_b}{\dot{m}_1 e_1 + \dot{m}_a e_a} \quad \text{Ec. 23}$$

La eficiencia exergética desde el enfoque funcional, representa la ganancia de energía por parte del fluido frío, respecto del cedido por el caliente.

$$\eta_{HXer,FUNI}^{II} = \frac{\dot{m}_1 (e_2 - e_1)}{\dot{m}_a (e_a - e_b)} \quad \text{Ec. 24}$$

También alternativamente considerando que el fluido en el punto b (En el caso de un precalentador) es simplemente reinyectado, la exergía en ese punto no representa función alguna. De ahí que se puede definir otra eficiencia exergética desde el punto de vista funcional.

$$\eta_{HXer,FUNII}^{II} = \frac{\dot{m}_1 (e_2 - e_1)}{\dot{m}_a (e_a)} \quad \text{Ec. 25}$$

4.4 Bombas

El análisis para una bomba es muy similar al de una turbina, sin embargo, a diferencia de ésta, la bomba absorbe potencia.

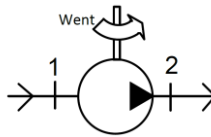


Figura 16, Bomba [Elaboración propia]

$$\eta_{p,BF}^{II} = \frac{e_2}{e_1 + e_w} = \frac{e_2}{e_1 + w} \quad \text{Ec. 26}$$

$$\eta_{p,FUN}^{II} = \frac{e_2 - e_1}{e_w} = \frac{e_2 - e_1}{w} \quad \text{Ec. 27}$$

Cabe destacar que desde el punto de vista de la Segunda Ley de la Termodinámica la función de una bomba es aumenta la exergía del fluido de trabajo a expensas del trabajo de entrada en ésta

5. Fluido de trabajo

La óptima selección del fluido de trabajo asegura una alta eficiencia del ciclo, lo que indicaría una alta utilización del calor geotérmico. La eficiencia de la planta es tan dependiente del fluido de trabajo, puesto que depende del comportamiento termodinámico de este. La eficiencia a su vez está relacionada con el tamaño de la planta, y por ende a los costos asociados a la construcción y mantenimiento de esta. Otros aspectos a considerar son los relativos a la disponibilidad, medio ambiente y riesgo en su manejo. La principal característica de estos fluidos es que su temperatura y presión crítica son inferiores a las del agua. Estas condiciones son necesarias para poder generar vapor con temperaturas del recurso inferiores a 200[°C]. Algunos de fluidos prioritariamente utilizados son los hidrocarburos (HC's), perfluorocarbonos (PCF's), clorofluorocarbono (CFC's), hidroc fluorocarbono (HFC's) y alcoholes.

Una caracterización general de los diferentes fluidos de trabajo es la siguiente:

- Fluidos húmedos: son los que posteriormente a expandirse en la turbina se obtiene una mezcla de vapor y líquido a la salida de la turbina. Estos presentan una pendiente negativa en la curva de saturación de vapor en su diagrama termodinámico T-s. En la Figura 17 el agua y el R-134a presentan esta tendencia.
- Fluidos secos: son los que a la salida de la turbina se obtiene una sola fase (vapor), estos presentan una pendiente positiva en la curva de saturación de vapor. En la Figura 17 el isopentano, isobutano y n-pentano presentan esta tendencia.

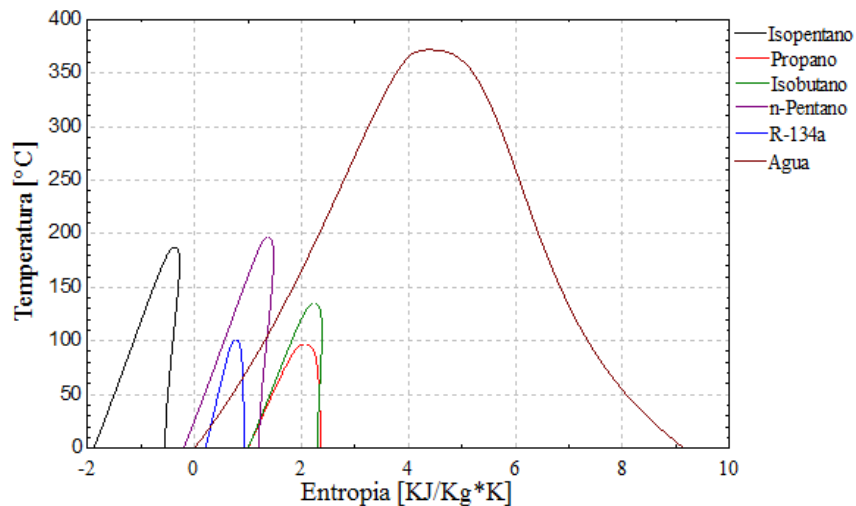


Figura 17, Diagrama T-s para diferentes fluidos [Elaboración propia]

En la Figura 18 se presenta el detalle de un fluido de trabajo seco, como se puede apreciar al realizar un proceso isentrópico, la turbina realiza la descarga del fluido en la zona de vapor sobrecalentado. Siendo en este caso factible utilizar un regenerador, ya que el fluido aún posee potencial energético para entregar antes de llegar al condensador. Esta característica beneficia a alargar la vida útil de la turbina, puesto

que no es necesario sobre calentar el fluido para obtener una sola mezcla a la salida, caso contrario la humedad golpea los alabes de la turbina, reduciendo su vida útil.

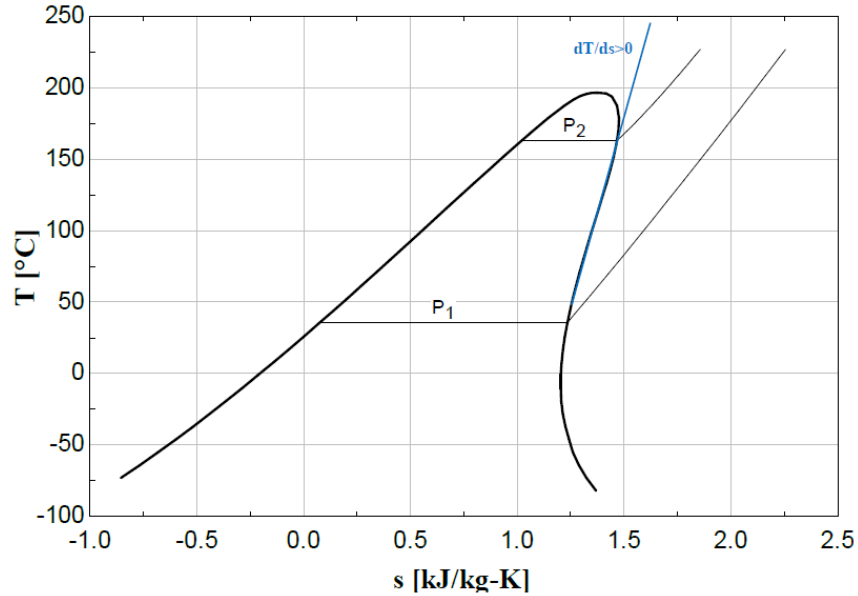


Figura 18, Diagrama T-s para fluido con pendiente positiva en la curva de saturación de vapor. [Elaboración propia]

En la Tabla 4 se muestran las principales características de los fluidos de trabajo, se hace referencia al agua a manera de comparación.

Tabla 4, Propiedades de los fluidos de trabajo

Fluido	Formula	Temperatura crítica [°C]	Presión crítica [bar]	Toxicidad	Flamabilidad
Isobutano	$(CH_3)_3CH$	135	36.85	Baja	Muy alta
Isopentano	C_5H_{12}	187.2	33.78	Baja	Muy alta
N-pentano	C_5H_{12}	193.9	32.40	Baja	Muy alta
Propano	C_3H_8	96.6	42.36	Baja	Muy alta
R-134a	CF_3-CH_2F	101	40.59	Baja	No flamable
Agua	H_2O	374.1	220.89	No toxico	No flamable

6. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores existen en diversas formas cada uno indicado para ciertas condiciones de trabajo, existen muchas formas de clasificación para los intercambiadores sin embargo para motivos del proyecto interesa conocer la clasificación y su desempeño en base a su construcción, es así como se tienen:

- Coraza y tubos
- Tubos en espiral
- De placa
- De superficies extendidas

Existen diferentes criterios que pueden seguirse para realizar la selección de determinado intercambiador de calor, sin embargo los más importantes son las condiciones de presión, temperatura de operación, técnicas de fabricación, mantenimiento y limpieza, pues influye directamente sobre los costos.

Basándose en estos criterios, los intercambiadores que mejor se adaptan a las condiciones de operación para el ciclo binario son los del tipo tubular y dentro de estos los de coraza y tubo, debido a que poseen mucha flexibilidad en cuanto a su diseño, permitiendo operar en un amplio rango de presiones y temperaturas, con temperaturas de operación desde $-20[^\circ\text{C}]$ hasta $500 [^\circ\text{C}]$ y presiones de operación máximas de $600[\text{bar}]$.

6.1 Intercambiadores de coraza y tubo

Los componentes mayores de un intercambiador de carcasa y tubo son la cabeza frontal, la sección del casco y la cabeza trasera, representada por caracteres alfabéticos según la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA por sus siglas en inglés).

El diseño de un intercambiador involucra la combinación de cada uno de estos componentes, existiendo ya algunos diseños estándares hechos por TEMA, estos consisten en los tres caracteres alfabéticos correspondientes a la cabeza frontal, carcasa y cabeza trasera del intercambiador, los cuales son del tipo AES, AKT, AJW, BEM, AEP y CFU, sin embargo pueden haber otras configuraciones.

6.1.1 Tipos de corazas

Para los casos del recuperador y el precalentador, se seleccionara la coraza tipo E, debido a que es más barata, además que necesita un mantenimiento relativamente sencillo, asimismo este presenta una menor caída de presión en comparación con otros tipos de intercambiadores ya que el Casco tipo E no presenta deflectores (baffles) horizontales haciendo que el fluido encuentre menor dificultad para atravesar la coraza, permitiendo así utilizar equipos de bombeo de menor capacidad, además presentan la ventaja de necesitar únicamente un solo paso para lograr un flujo de contracorriente que es deseado para mejorar el intercambio de calor. La unidad completa será descrita en base a la nomenclatura TEMA como un intercambiador BEM

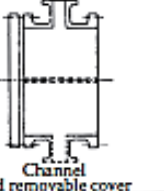
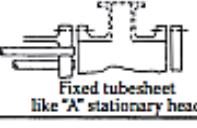
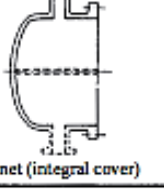
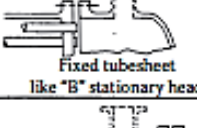
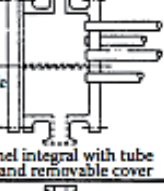
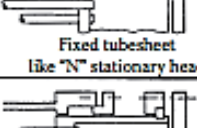
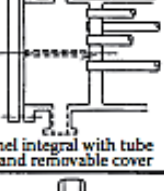
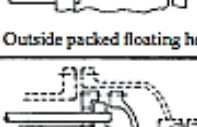
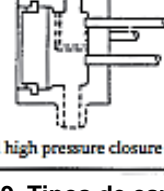
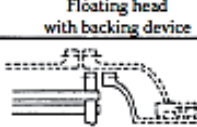
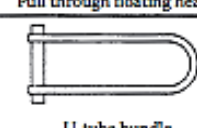
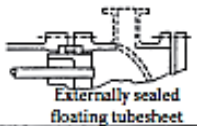
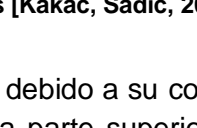
Front End Stationary Head Types		Shell Types	Rear End Head Types
A	 Channel cover and removable cover	E One pass shell	L  Fixed tubesheet like "A" stationary head
B	 Bannet (integral cover)	F Two pass shell with longitudinal baffle	M  Fixed tubesheet like "B" stationary head
C	 Removable tube bundle only Channel integral with tube sheet and removable cover	G Split flow	N  Fixed tubesheet like "N" stationary head
N	 Channel integral with tube sheet and removable cover	H Double split flow	P  Outside packed floating head
D	 Special high pressure closure	J Divided flow	S  Floating head with backing device
		K Kettle type reboiler	T  Pull through floating head
		X Cross flow	U  U-tube bundle
			W  Externally sealed floating tubesheet

Figura 19, Tipos de carcaza, tapas delanteras y traseras [Kakac, Sadic, 2002]

La carcaza tipo K será utilizada para el Evaporador (reboiler) debido a su configuración geométrica, la que permite mantener un espacio vacío en la parte superior donde el vapor se aloja mientras sale del mismo. Este tipo de intercambiador es utilizado para una vaporización parcial del fluido que atraviesa del lado de la carcasa, el líquido a vaporizar ingresa por la parte inferior del intercambiador cubriendo el arreglo de tubos, una vez el vapor se genera en el lado de la carcasa este asciende y sale por la boquilla superior (top nozzle) para posteriormente ir hacia la turbina. La unidad especificada en nomenclatura TEMA para este tipo de intercambiador es la AKT.

Es de hacer notar que el fluido geotérmico se hará circular por los tubos, esto debido a su elevado factor de ensuciamiento, en comparación al fluido binario. Esto permitirá que las labores de limpieza y mantenimiento sean más sencillas.

6.2 Dimensionamiento de intercambiadores de calor

Para el diseño de los intercambiadores de calor se debe seguir una metodología, la cual permita llegar a los resultados esperados, tales como caídas de presión razonables, longitudes de tubos o áreas de transferencia de calor dentro de lo aceptable. Una estructura lógica para el desarrollo del diseño de un intercambiador de calor se muestra en el Diagrama de flujo 1.

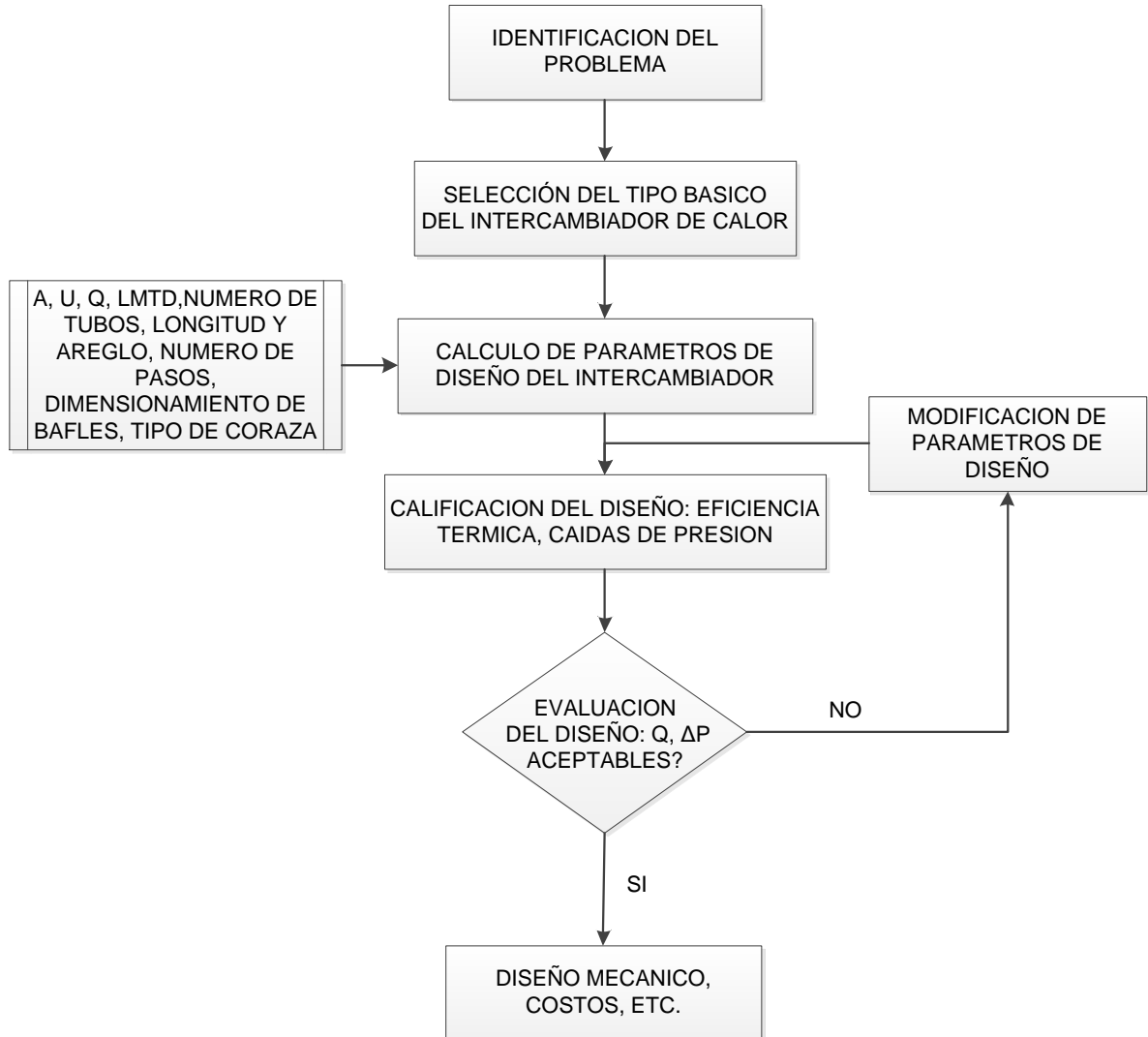


Diagrama de flujo 1, Estructura básica del diseño de intercambiadores de calor [Elaboración propia]

6.2.1 Dimensionamiento preliminar (Recuperador y precalentador)

En esta sección se exponen las ecuaciones utilizadas en la estimación preliminar del tamaño del recuperador y precalentador. El tamaño del intercambiador de calor puede ser encontrado mediante la ecuación siguiente:

$$A_0 = \frac{Q}{U_0 F \Delta T_{lm}} \quad \text{Ec. 28}$$

Dónde A_0 es la superficie externa de transferencia de calor
 Q es el calor que debe ser transferido
 U_0 es el coeficiente global de transferencia de calor
 F es el factor de corrección de la temperatura media logarítmica
 ΔT_{lm} Es la temperatura media logarítmica

Para encontrar el área del intercambiador de calor, primero se debe encontrar el coeficiente global de transferencia de calor (U_0), el cual depende de los factores de ensuciamiento de acuerdo al fluido, los que están disponibles, para un estudio preliminar, en las tablas 8.4 y 8.5¹. El calor transferido dependerá de la proceso que se este realizando y normalmente es determinado a través de la Primera Ley de la Termodinámica. Para un estudio más completo el coeficiente global de transferencia de calor, basado en el diámetro externo de los tubos, puede ser calculado a partir de los coeficientes individuales de transferencia de calor, así:

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_i} \cdot \frac{1}{h_i} + R_{fe} + \left(\frac{D_o}{D_i}\right) R_{fi} + D_o \cdot \frac{\ln(D_o/D_i)}{2k} \quad \text{Ec. 29}$$

Dónde h_o es el coeficiente convectivo del lado de la coraza
 D_o es el diámetro externo de los tubos
 D_i es el diámetro interno de los tubos
 h_i es el coeficiente convectivo del lado de los tubos
 R_{fe} es la resistencia de ensuciamiento del lado de los tubos
 R_{fi} es la resistencia de ensuciamiento del lado de la coraza
 k es la conductividad térmica del material de los tubos.

La diferencia media logarítmica, LMTD o ΔT_{lm} en el caso de un intercambiador de calor de contra flujo, puede ser calculada con las temperaturas a cada extremo del intercambiador, referida a la Figura 15, la expresión es la siguiente:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad \text{Ec. 30}$$

Dónde ΔT_1 es la diferencia entra las temperatura de entrada ($T_a - T_1$)
 ΔT_2 es la diferencia entra las temperatura de salida ($T_b - T_2$)

Una vez conocida el área, se debe pasar a un dato más razonable, el cual corresponderá al número de tubos de diámetro D_o y el diámetro de la carcasa D_s . Las ecuaciones que relacionan estas variables son las siguientes:

¹ (kakac, 2002), pagina 301 y 302

$$A_0 = \pi D_o N_t L \quad \text{Ec. 31}$$

El número total de tubos puede ser una correcta aproximación como una función del diámetro de la coraza, tomando el círculo de la coraza y luego dividiéndolo entre el área proyectada por la disposición del tubo (la cual puede ser de 30, 45, 60 ó 90°). La ecuación que permite encontrar el diámetro de la coraza es la siguiente:

$$D_s = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP} \left[\frac{A_0 (PR)^2 D_o}{L} \right]^{1/2}} \quad \text{Ec. 32}$$

Dónde: CL es la constante que depende de la disposición de los tubos (1.0 para 90° y 45°, 0.87 para 30° y 60°)
 CTP es un factor que depende del número de pasos del intercambiador de calor, para un solo paso su valor es de 0.93.
 PR es el Pitch o distancia entre tubos.

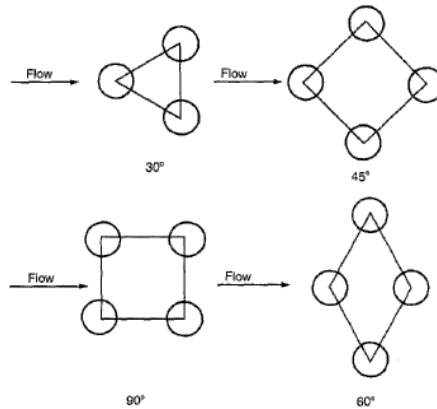


Figura 20, Disposición de tubos [Kakac, Sadic, 2002]

En cuanto a los espejos o “baffles”, tienen la función de soportar los tubos, a la misma vez que proporcionan rigidez a la estructura, evitan la vibración de los tubos y que estos se pandeen, también permiten que el flujo sea desviado cuando cruce los tubos, lo que permite que se obtenga un incremento en el coeficiente de transferencia de calor. Normalmente estos son de entre 0.4 y 0.6 del diámetro de la coraza (D_s).

6.2.2 Coeficientes de transferencia de calor de lado de carcasa

Diámetro equivalente de coraza

Es el diámetro equivalente entre los tubos, es igual al área por donde fluye el fluido (que depende del arreglo triangular o cuadrado) entre el perímetro mojado (Representado por el área sombreada de la Figura 21).

$$D_e = \frac{4(P_T^2 - \pi D_o^2 / 4)}{\pi D_o} \quad \begin{array}{l} \text{Arreglo} \\ \text{triangular} \end{array} \quad \text{Ec. 33}$$

$$D_e = \frac{4(P_T^2 \sqrt{3} - \pi D_o^2 / 8)}{\pi D_o / 2} \quad \begin{array}{l} \text{Arreglo} \\ \text{cuadrado} \end{array} \quad \text{Ec. 34}$$

Dónde P_T es la separación entre tubos
Área equivalente de flujo en carcasa

Esta se define como el área por el cual transita el fluido del lado de la coraza (A_s).

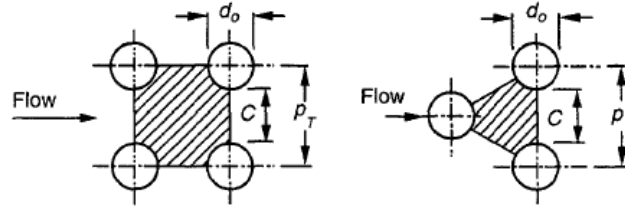


Figura 21, Arreglo de tubería [Kakac, Sadic, 2002]

$$A_s = \frac{D_s C B}{P_T} \quad \text{Ec. 35}$$

Dónde: C es el espacio entre tubos ($P_T - D_o$)
 B es el espaciamiento entre baffles.

Numero de Reynolds

Es una medida de la turbulencia de lado de la carcasa, este se puede calcular, así:

$$Re_s = \frac{G_s D_e}{\mu} \quad \text{Ec. 36}$$

Dónde G_s es la velocidad equivalente del fluido del lado de la coraza ($\frac{\dot{m}}{A_s}$)

Coefficiente convectivo de lado de carcasa

El número de baffles contribuye a aumentar este coeficiente, puesto que aumenta la turbulencia del fluido, el coeficiente, según McAdams, se calcula con la siguiente expresión:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Ec. 37}$$

Para $2 \times 10^3 < Re_s < 1 \times 10^6$

Dónde D_e es el diámetro equivalente entre los tubos, el cual dependerá si el arreglo es triangular o cuadrado
 C_p es el calor específico a presión constante, para el fluido del lado de la carcasa a la temperatura media del fluido.
 μ es el coeficiente de viscosidad cinético, para el fluido del lado de la carcasa a la temperatura media.
 μ_w es el coeficiente de viscosidad cinético a la media de la temperatura media de los fluidos que intercambian calor.

6.2.3 Caída de presión de lado de carcasa

Factor de fricción

Es una relación que define el grado de rozamiento entre el fluido y la carcasa.

$$f = \exp(0.576 - 0.19 \ln Re_s) \quad \text{Ec. 38}$$

Para $400 < Re_s < 1 \times 10^6$

Calculo de caída de presión

La caída de presión depende del número de baffles, longitud y distancia de la carcasa principalmente, esta se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1)}{2 \rho D_e \phi_s} \quad \text{Ec. 39}$$

Dónde N_b es el número de baffles $\left(\frac{L}{B}\right)$

ϕ_s es $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$

6.2.4 Coeficientes de transferencia de calor de lado de tubería

Numero de Reynolds

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu_t} \quad \text{Ec. 40}$$

Dónde ρ es la densidad del fluido de lado de tubería

V es la velocidad del fluido

μ_t Es la viscosidad cinemática del lado de tubería

Factor de fricción

$$f_t = (1.58 \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad \text{Ec. 41}$$

Coeficiente convectivo

El cálculo de este coeficiente depende de la conductividad del fluido que transita dentro de los tubos, su diámetro y el número de Nusselt, para el cual se deberá utilizar la siguiente relación:

$$\frac{h_i D_i}{k} = \frac{(f_t/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f_t/2)^{1/2} Pr^{2/3} - 1} \quad \text{Ec. 42}$$

Dónde Pr es el número de Prandlt

f_t es el coeficiente de fricción de lado de tubería

6.2.5 Caída de presión de lado de tubería

La caída de presión en el lado de los tubos depende del número de pasos de los tubos y la longitud de los mismos y está dada por la siguiente ecuación (Si el número de pasos es mayor que 1):

$$\Delta P_t = \left(4f_t \frac{LN_p}{D_i} + 4N_p\right) \rho \frac{V^2}{2} \quad \text{Ec. 43}$$

Dónde N_p es el número de pasos

6.2.6 Evaluación del diseño

Una vez expuestas las ecuaciones útiles en el diseño, el procedimiento se establece a continuación:

- Seleccionar el diámetro y calibre de los tubos
- Seleccionar el tipo de arreglo de los tubos
- Escoger el pitch o paso de los tubos
- Definir el tipo de intercambiador a diseñar (Precalentador o recuperador)
- Fijar una longitud de tubería
- Definir una caída de presión permisible

Al definir estos parámetros, se verifican coeficientes globales de transferencia sugeridos en función del fluido de trabajo. Esto permite encontrar el área de transferencia global, a partir del cual se encuentran los correspondientes coeficientes de transferencia de calor y otros parámetros anteriormente definidos. La naturaleza de los cálculos es de tipo iterativa, es decir que con los datos encontrados se pueden encontrar nuevamente los supuestos inicialmente. Al haber encontrado todos los coeficientes de nuevo, es posible comparar un nuevo coeficiente de transferencia global, con el cual es posible conocer área y longitud de tubería nuevamente. Tras varias iteraciones la longitud encontrada debe acercarse al valor inicialmente supuesto. Una vez la longitud encontrada sea inferior a la supuesta, se verifica que la caída de presión no sobrepase una presión establecida. De cumplirse ambas condiciones el diseño se considera aceptable.

6.3 Evaporador (Kettle)

El procedimiento para el diseño del evaporador es diferente al del recuperador y precalentador, ya que involucra cambio de fase de uno de los fluidos que intercambian calor. Debe señalarse que el tipo de intercambiador de calor que se diseñara corresponde al tipo Kettle.

6.3.1 Coeficiente de transferencia de calor de lado de la coraza

Para el cálculo del coeficiente de calor del lado de la coraza, se utilizarán las correlaciones de Monstinki [Serth, Robert, 2007].

$$h_{nb} = 1.167 * 10^{-8} P_c^{2.3} \Delta T_e^{2.333} F_p^{3.333} \tag{Ec. 44}$$

$$F_p = 1.8 Pr^{0.17} + 4Pr^{1.2} + 10Pr^{10} \tag{Ec. 45}$$

- Dónde
- P_c es la presión crítica del fluido a evaporar
 - T_w es la media de las temperaturas medias a la entrada y salida del intercambiador de calor
 - ΔT_e es $T_w - T_{sat}$
 - F_p es el factor de corrección de la presión
 - Pr Es la relación entre la presión de trabajo y la presión crítica del fluido

Debe señalarse que el coeficiente de transferencia de calor para evaporación es más grande cuando se trata de varios tubos en lugar de uno solo. Esta mejora en el coeficiente se debe a que hay una corriente convectiva alrededor de los tubos, la cual

es impulsada por la diferencia de densidad del fluido en su estado líquido y el que se encuentra como bifásico. El cálculo de coeficiente medio de transferencia de calor del lado de la carcasa y según [Serth, Robert, 2007] queda expresado por la siguiente relación:

$$h_b = h_{nb}F_b + h_{nc} \quad \text{Ec. 46}$$

$$F_b = 1.0 + 0.1 \left[\frac{0.785D_b}{C_1(P_t/D_o)^2 D_o} - 1.0 \right]^{0.75} \quad \text{Ec. 47}$$

Dónde h_{nc} es el coeficiente de convección natural de la fase líquida que para diferencia de temperatura muy alta se asume de 250 [W/m²K]
 D_b es el diámetro del banco de tubos
 C_1 tiene un valor de 1 para configuración cuadrada y 0.866 para la triangular

6.3.2 Coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos

El coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos se encuentra siguiendo la misma metodología que para los casos del recuperador y precalentador, es decir haciendo uso de la Ec. 54.

6.3.3 Coeficiente global de transferencia de calor

Una vez se cuenta con la información de los coeficientes de transferencia de calor individuales tanto del lado del tubo como de la carcasa se puede proceder a realizar el cálculo del coeficiente global de transferencia, el cual tiene una expresión idéntica a la Ec. 29, con la diferencia que el coeficiente convectivo h_o es sustituido por h_b .

6.3.4 Numero de tubos

Una vez encontrado el coeficiente de transferencia global y la temperatura media logarítmica (Ec. 30), se procede a encontrar el área de transferencia de calor, a través de la Primera Ley de la Termodinámica. Acto seguido se encuentra el número de tubos (N_t) a partir de la Ec. 31.

6.3.5 Velocidad de tubería

Al encontrar el número de tubos es necesario verificar que la velocidad supuesta (entre 1.5 y 1.5 m/s) para encontrar el coeficiente de transferencia de calor de lado de tubería, es similar al encontrado nuevamente, para ellos es necesaria la siguiente ecuación:

$$v_t = \frac{\dot{m}_a}{(\pi D_i^2 / 4) \cdot N_t \cdot \rho_a / N_p} \quad \text{Ec. 48}$$

Dónde \dot{m}_a es el flujo másico de salmuera
 ρ_a es la densidad del fluido a la temperatura media de la salmuera en el evaporador.

6.3.6 Diámetro de carcasa

Para llevar a cabo esta operación es necesario realizar un proceso iterativo. Este proceso consiste en calcular, a través de una ecuación empírica la cantidad de vapor

producida y con esto encontrar el área libre requerida. Posteriormente a través de un proceso iterativo se verifica que el área libre sobre el líquido sea el suficiente para generar el vapor. La ecuación siguiente es utilizada para encontrar la carga de vapor en el SI.

$$VL = 17.93\rho_v \left(\frac{\sigma}{\rho_l - \rho_v} \right)^{0.5} \quad \text{Ec. 49}$$

Dónde VL es la carga de vapor
 σ es el la tensión superficial del fluido
 ρ_l Es la densidad del fluido en condición saturada
 ρ_v Es la densidad del fluido en condición saturada

Conociendo la carga de vapor se puede calcular entonces el segmento de área del domo (SA) mediante la siguiente ecuación:

$$SA = \frac{\dot{m}_v}{L \cdot VL} \quad \text{Ec. 50}$$

Dónde \dot{m}_v es el flujo másico de vapor requerido
 Luego a partir del diámetro del haz de tubos y el factor de ocupamiento, es necesario calcular un diámetro de carcasa tal que el área sobre la superficie libre sea igual o mayor que SA.

6.3.7 Caída de presión

Debido a la configuración la caída de presión de lado de la carcasa es pequeña, comparado con otros arreglos, es por esto que se asumen una caída de presión, en estos equipos de aproximadamente 0.2PSI

METODOLOGÍA

Como primer paso, es necesario conocer la temperatura de abandono en el campo, luego seleccionar por similitud de presión, temperatura y ubicación, pozos dentro de un mismo campo geotérmico en funcionamiento. De los cuales se extraerá la salmuera producto del proceso de separación. A partir de esta fuente energética, se determinará, dada sus condiciones químicas, la temperatura de saturación de sílice o temperatura de abandono, necesaria para establecer el salto energético disponible. Posteriormente es necesario desarrollar un modelo termodinámico, que simule las condiciones de operación del ciclo para las dos configuraciones a evaluar: ORC con regenerador y torre seca y ORC sin regenerador y torre seca.

Con el modelo se pretende extraer información necesaria para comparar la eficiencia térmica, eficiencia exergética, potencia y potencia específica, para diferentes fluidos, contra la presión de entrada en la turbina del ciclo binario, de ambas configuraciones, para poder determinar la configuración y el fluido de trabajo óptimos, así como la presión de trabajo más ventajosa. Una vez seleccionado el fluido, la configuración y la presión de trabajo, se utilizarán las condiciones de trabajo de cada uno de los equipos de intercambio de calor, como datos de entrada para el dimensionamiento de los mismos.

Para estos se utilizará los dos procedimientos establecidos en el marco teórico, tanto para el precalentador y regenerador, como para el evaporador. Ya que ambos procedimientos son de naturaleza iterativa, los cálculos al igual que en el modelo termodinámico, serán realizados en el programa EES, una vez estos cumplan con los criterios termodinámicos e hidráulicos establecidos, se dará por terminada la iteración y los datos serán presentados como resultados obtenidos. Los pasos anteriormente mencionados se encuentran condensados en la Figura 22.

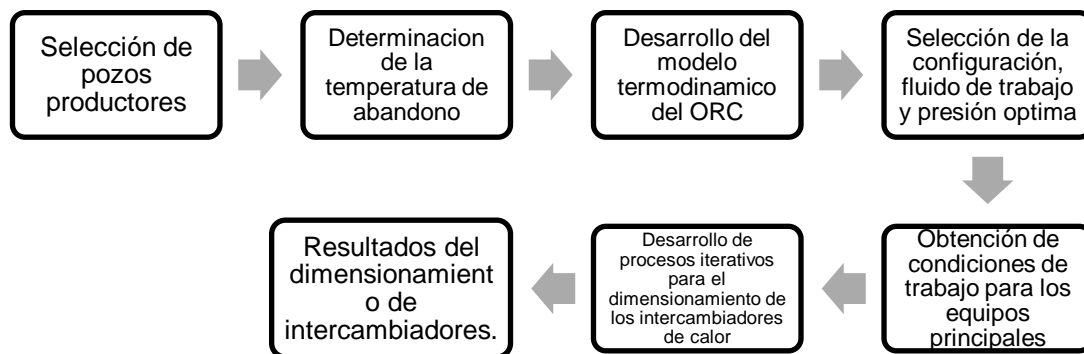


Figura 22, Pasos a seguir para el desarrollo de los cálculos.

ANALISIS DE DATOS

1. Selección de pozos

En el apéndice B se muestran los datos referentes a los 8 pozos productores que se encuentran actualmente en producción. Una de las unidades en operación utiliza el pozo 1, 4 y 5, a una presión de separación de 12 [bar]. Los tres pozos muestran similitud en condiciones termodinámicas (Presión y temperatura), además cuentan con rangos de trabajo similares. Las curvas de producción se muestran en el Gráfico 1 y Gráfico 2. De estas se deducen las ecuaciones de regresión con su respectivo coeficiente de regresión (Desde la Ec. 51 hasta Ec. 56).

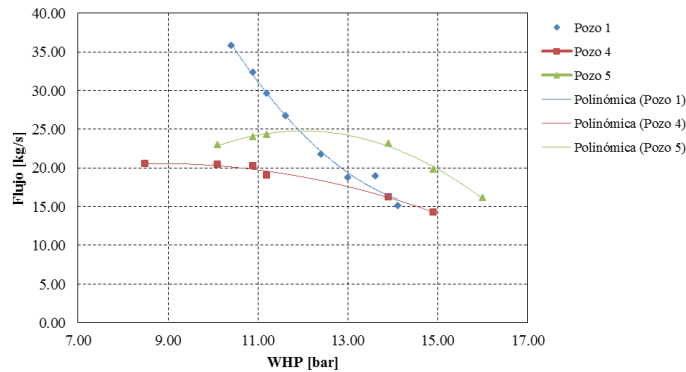


Gráfico 1, Presión de cabezal contra flujo de vapor

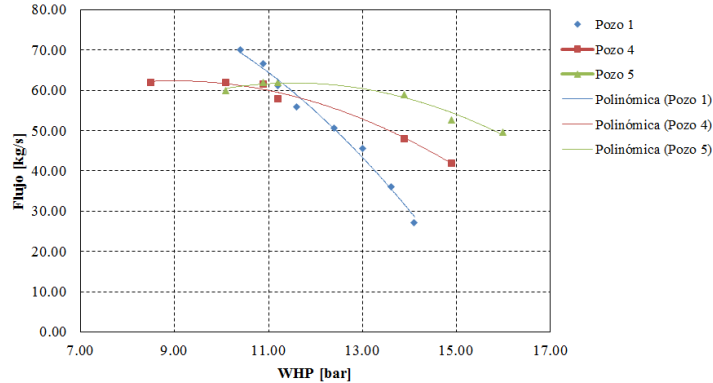


Gráfico 2, Presión de cabezal contra flujo de líquido

$$\dot{m}_{v1} = 0.9044P_1^2 - 27.582P_1 + 225.11 \quad R^2=0.9887 \quad \text{Ec. 51}$$

$$\dot{m}_{v4} = -0.1662P_4^2 + 2.9095P_4 + 7.8468 \quad R^2=0.9824 \quad \text{Ec. 52}$$

$$\dot{m}_{v5} = -0.5445P_5^2 + 13.055P_5 - 53.469 \quad R^2=0.9927 \quad \text{Ec. 53}$$

$$\dot{m}_{l1} = -0.8847P_1^2 + 10.69P_1 + 53.902 \quad R^2=0.9866 \quad \text{Ec. 54}$$

$$\dot{m}_{l4} = -0.5881P_4^2 + 10.572P_4 + 14.859 \quad R^2=0.988 \quad \text{Ec. 55}$$

$$\dot{m}_{l5} = -0.6491P_5^2 + 14.97P_5 - 27.476 \quad R^2=0.9627 \quad \text{Ec. 56}$$

Dónde: \dot{m}_v es el flujo másico de vapor para cada pozo
 \dot{m}_l es el flujo másico de líquido para cada pozo

De la información proporcionada por las curvas de producción de los pozos para 12 [bar] se tiene la siguiente información:

Tabla 5, Datos de pozos

Parámetro	Magnitud
Presión	12
Flujo de vapor [kg/s]	67.97
Flujo de líquido [kg/s]	185.03
Calidad	0.2686

2. Temperatura de abandono

La Tabla 6, muestra los datos de entrada necesarios para el cálculo de la temperatura de abandono

Tabla 6, condiciones de trabajo a la entrada

P [bar]	Temperatura de separación [°C]	Concentración Promedio de SiO ₂ a condición de Reservoirio [ppm]	Calidad (x)	Concentración de SiO ₂ (amorfa) en separación [ppm]	Concentración de SiO ₂ (amorfa) en reinyección binaria [ppm]
12	188°C	428.20	0.2686	585.45	585.45

Teniendo entonces las concentraciones de SiO₂ (amorfa) en los puntos de entrada (separador ciclónico) y punto de salida (reinyección) del sistema binario y las temperaturas de la salmuera en ambos puntos se puede llevar a cabo el cálculo de la concentración de Sílice Amorfa a dichas temperaturas y así tener todos los datos necesarios para calcular el Índice de Saturación que será utilizado como indicador del potencial de incrustaciones en los equipos superficiales.

Tabla 7, condiciones de trabajo en el líquido de separación a la salida

Concentración de Sílice en Separación	Concentración de Sílice en Reinyección	Concentración de Equilibrio de Sílice Amorfa en Separación	Concentración de Equilibrio de Sílice Amorfa en Reinyección	Índice de Saturación Separación	Índice de Saturación Reinyección
585.45 ppm	585.45 ppm	860.70 ppm	509.1 ppm	0.68	1.15

Una manera de conocer rápidamente si existe un potencial de incrustación de sílice en el sistema es a través de una lectura de las curva de Sílice Amorfa localizando sobre la curva de equilibrio la concentración de equilibrio de Sílice para cierta temperatura y la concentración real de Sílice de la Salmuera, si esta última se localiza sobre la curva de equilibrio entonces existe un potencial incrustante, el cual puede variar dependiendo del pH del fluido geotérmico

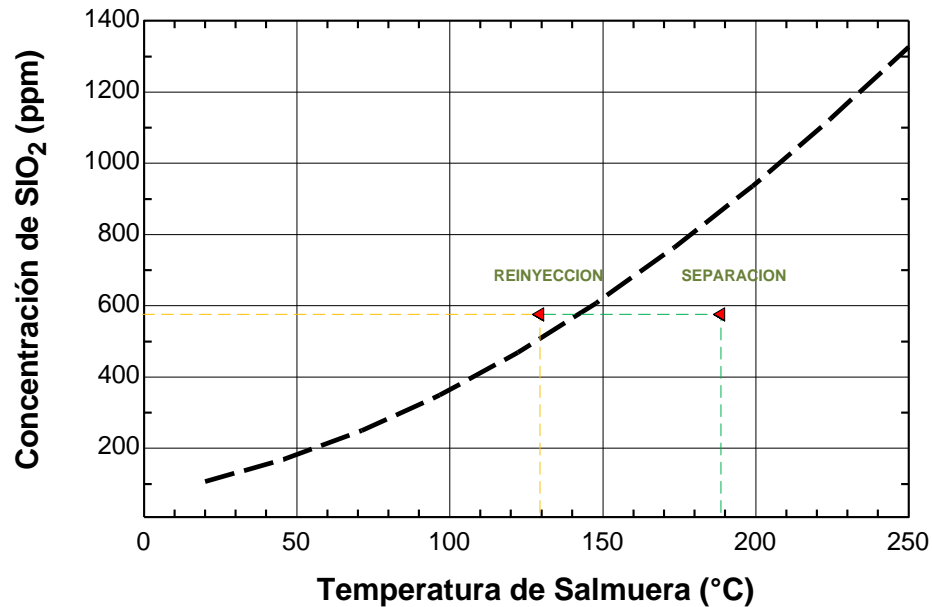


Gráfico 3, Concentración de SiO₂ contra Temperatura de salmuera

El pH del fluido geotérmico en la zona posee un promedio de 6.2, lo indicado en base a la cinemática del fluido sería de 5.5 en base a la experiencia de Mak Ban en Filipinas en donde se posee un Índice de Saturación de 1.7 y teniendo operaciones regulares por efecto del pH reducido. Para tener un IS igual a 1.2 en la reinyección se requeriría que el fluido geotérmico redujera su temperatura como máximo de 125.90°C, en conclusión se puede decir que en puntos donde la temperatura se reduzca por debajo de los 125.90 ° C existe un peligro de incrustación y habrá que tomar precauciones para evitarlas, afortunadamente para este caso la temperatura más baja (la de reinyección de la planta binaria) es de 130°C.

3. Datos iniciales

En la Tabla 8 se muestran los parámetros de diseño seleccionados para la ejecución de los cálculos necesarios para concretar los objetivos propuestos.

Tabla 8, Datos de entrada

Condición	Valor y magnitud
Eficiencia de turbina de vapor	0.85
Eficiencia de turbina de fluido binario	0.85
Eficiencia de bomba	0.75
Eficiencia de ventilador	0.65
Humedad relativa del ambiente	0.75
Potencia generada por la turbina de vapor [MW]	35.55
Temperatura ambiente [°C]	27
Temperatura de condensado de vapor [°C]	45
Temperatura de condensado de vapor fluido binario [°C]	45
Temperatura de abandono [°C]	130
Pinch Point precalentador [°C]	5
Pinch Point regenerador [°C]	5

4. Escenarios propuestos

Usando el programa Engineering Equation Solver (EES) se optimiza la presión de entrada a la turbina del fluido binario utilizando la presión de la bomba del mismo. Las configuraciones en dos modalidades distintas: temperatura de abandono fija y temperatura de abandono variable, la primera establece como condición que la temperatura de abandono sea fijada a 130°C y la segunda permite que la temperatura de abandono se acomode a las condiciones termodinámicas establecidas por el fluido binario.

4.1 Ciclo binario híbrido con torre seca y recuperadora

El ciclo binario con recuperador es una modificación de del ciclo binario simple, con la incorporación de un elemento para el aprovechamiento de potencial energético del fluido de trabajo a la salida de la turbina, producto de su comportamiento termodinámico, este calor es aprovechado para aumentar la temperatura de entrada en el precalentador. Esta disposición se muestra en la Figura

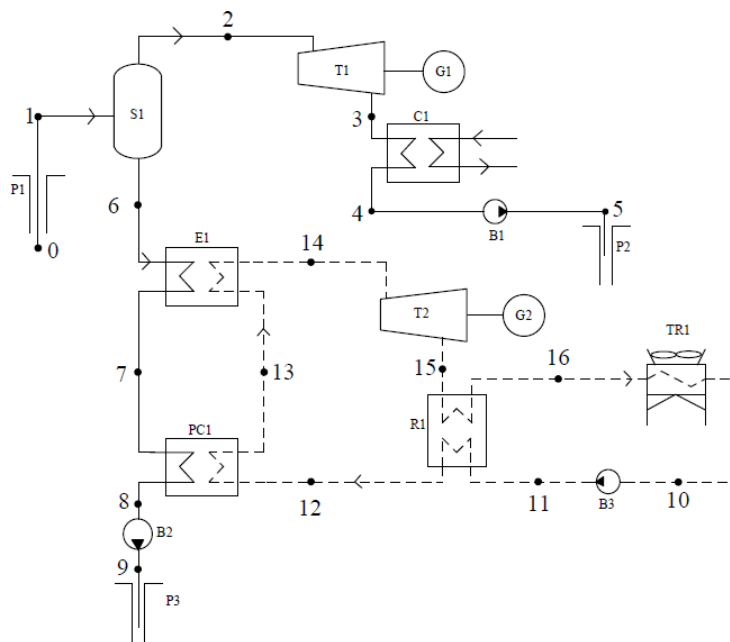


Figura 23, Diagrama del ciclo binario con torre seca y recuperador

23.

El Gráfico 4 muestra la tendencia de la potencia generada en función de la presión de entrada a la turbina, para diferentes fluidos, para una temperatura de reinyección o abandono variable.

Como se muestra en los gráficos, bajo las condiciones establecidas, la potencia generada para el Isopentano y el n-pentano sigue tendencias

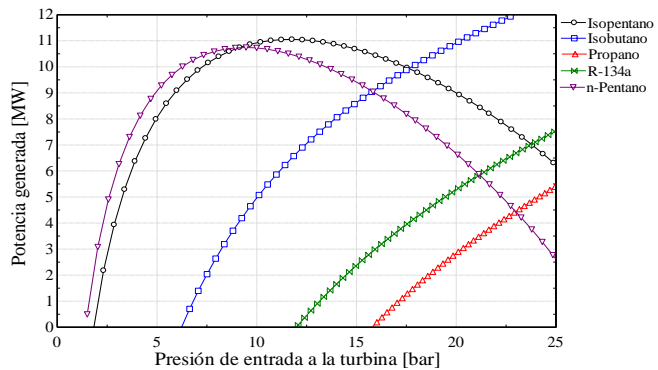


Gráfico 4, Variación de la potencia generada en función de la presión de entrada a la turbina para diferentes fluidos

similares. En el gráfico resalta la tendencia del Isobutano, R-134a y Propano, los cuales conforme aumenta la presión de entrada a la turbina, la potencia parecen aumentar indefinidamente, no obstante, este aumento es posible gracias a una reducción drástica en la temperatura de abandono, llegando incluso a ser inferior a la temperatura ambiente (Gráfico 5). Adicionalmente la cantidad de fluido necesario para la misma generación en Isopentano y n-Pentano es muy inferior al requerido por estos fluidos, esto debido a que la temperatura de saturación para las presiones evaluadas es relativamente baja, necesitando expandir una gran cantidad de fluido para generar potencias cada vez mayores. Por tanto para un modelamiento con temperatura de abandono variable, solamente el Isopentano y en n-Pentano, son capaces de desarrollar potencias significativas, bajo las condiciones establecidas. Posteriormente se realizó un modelamiento fijando la temperatura de abandono a 130 °C y variando la presión a la entrada de la turbina, con el fin de obtener la potencia generada. Los resultados se muestran en el Gráfico 6, bajo estas circunstancias el fluido revela poder desarrollar potencias cada vez mayores conforme aumenta la presión de entrada a la turbina, contrario a lo

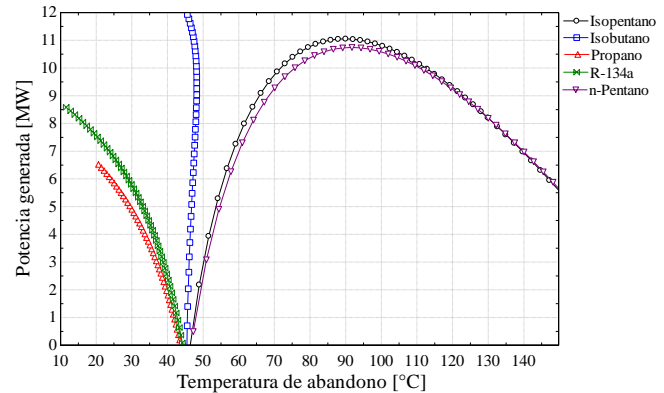


Gráfico 5, Potencia generada en función de la temperatura de abandono.

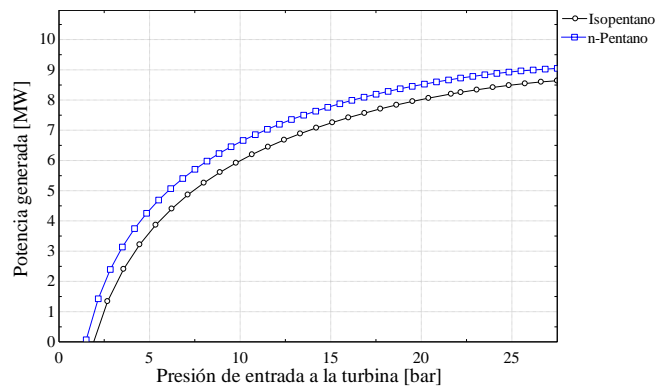


Gráfico 6, Potencia genera contra la presión de entrada de la turbina para una temperatura de abandono fija de 130 °C

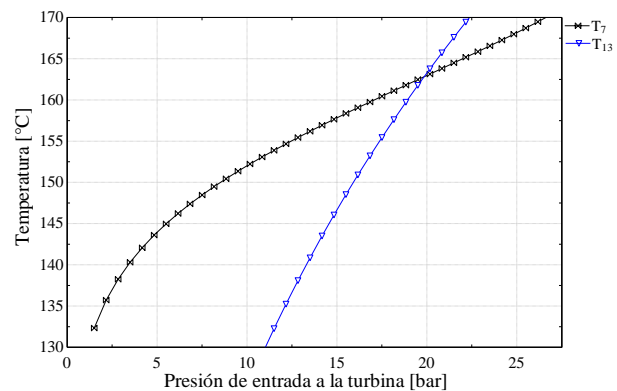


Gráfico 7, Temperaturas de puntos 7 y 13 contra presión a la entrada de la turbina, para n-Pentano.

mostrado en el Gráfico 4, por otro lado el Gráfico 7, de muestra la variación de la temperatura de los puntos 7 y 13 referidos a la Figura 23 contra la presión a la entrada de la turbina, se observa que para presiones superiores a 20bar la temperatura del

punto 7, sobrepasa la temperatura del punto 13, resultando imposible la transferencia de energía en la dirección de fluido binario. De ahí que para n-Pentano bajo las condiciones establecidas sea imposible desarrollar presiones arriba de 20bar. Similar situación ocurre con el Isopentano para presiones superiores a 24.5bar. Sin embargo para cumplir con las condiciones establecidas por el pinch point, es necesario que la temperatura 13 se 5°C superior a la temperatura 7. El Gráfico 8 muestra los parámetros para estos dos fluidos que cumplen los criterios mencionados.

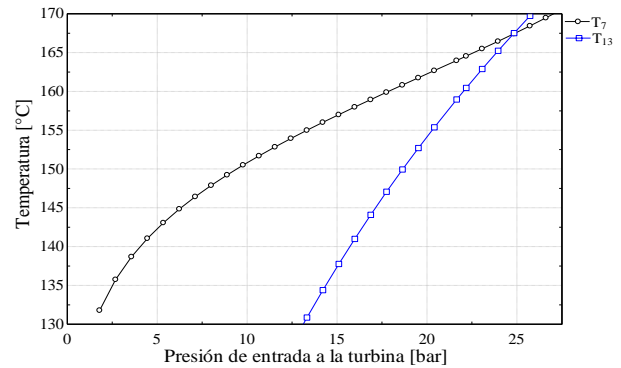


Gráfico 8, Temperaturas de puntos 7 y 13 contra presión a la entrada de la turbina, para Isopentano.

4.2 Ciclo binario con torre seca y sin recuperador

El esquema mostrado en la Figura 24, muestra el esquema a utilizar para este modelado. La inexistencia del regenerador hace que la eficiencia y la potencia generada se vean reducidas. El Gráfico 9 indica la potencia generada en función de la presión a la entrada a la turbina para diferentes fluidos de trabajo, bajo un modelo con temperatura de abandono variable. La situación es la misma que en el caso anterior, la potencia para el Isobutano, Propano y R-134a

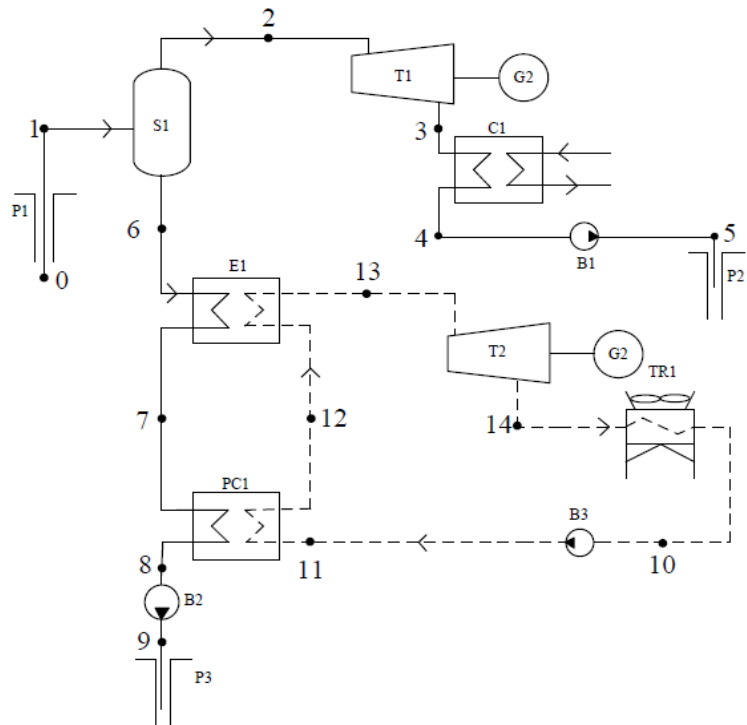


Figura 24, Diagrama del ciclo binario con torre seca

aparentan incrementar indefinidamente, producto del aumento en el flujo necesario y las bajas temperaturas de saturación para las presiones evaluadas. Lo anterior a expensas de una disminución drástica en la temperatura de salida del fluido geotérmico. Resulta evidente, a partir del Gráfico 10 que solamente el Isopentano y en n-pentano son capaces de desarrollar potencias significativas y mantener una

temperatura de abandono superior o igual a 130°C. Para temperaturas de abandono superiores la potencia disminuye, producto de la poca expansión del fluido en la turbina. El Gráfico 11 muestra la variación en la potencia genera para el Isopentano y en n-Pentano bajo una condición de temperatura de abandono variable. Al igual que en el ciclo binario con recuperador y torre de enfriamiento seca, conforme la presión de entrada a la turbina aumenta, también aumenta la potencia generada. No obstante, el Gráfico 12 y el Gráfico 13, revelan el comportamiento de las temperaturas para los puntos 7 y 12, referidos a la Figura 24, estas se entrecruza en aproximadamente en 27 bar para el Isopentano y en 21.76 bar para el n-Pentano, resultando imposible la transferencia de energía en la dirección de fluido binario. De ahí que para n-Pentano bajo las condiciones establecidas sea imposible desarrollar presiones arriba de 20bar. Similar situación ocurre con el Isopentano para presiones superiores a 24.5bar. Sin embargo para cumplir con las condiciones establecidas por el pinch point, es necesario que la temperatura 13 sea 5°C superior a la temperatura 7.

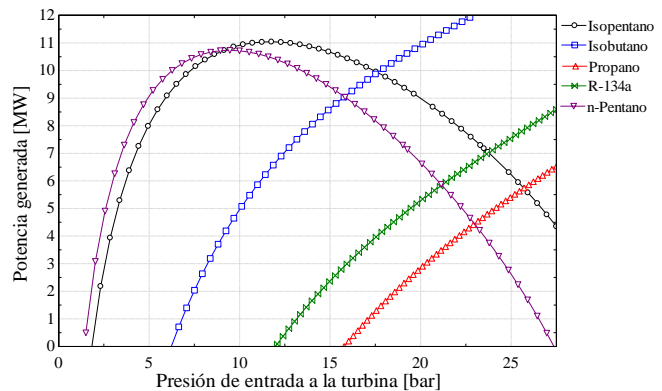


Gráfico 9, Potencia generada en función de la presión a la entrada de la turbina.

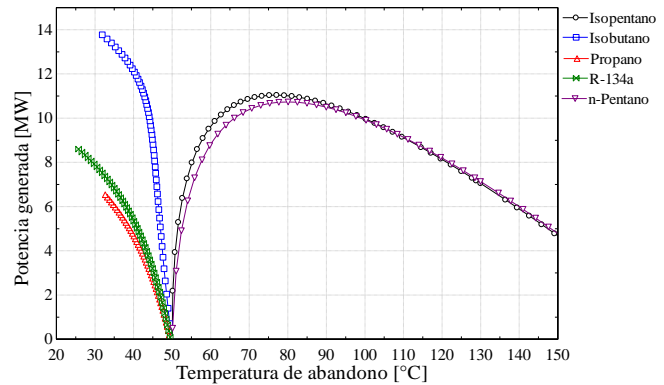


Gráfico 10, Variación de la potencia generada en función de temperatura de abandono

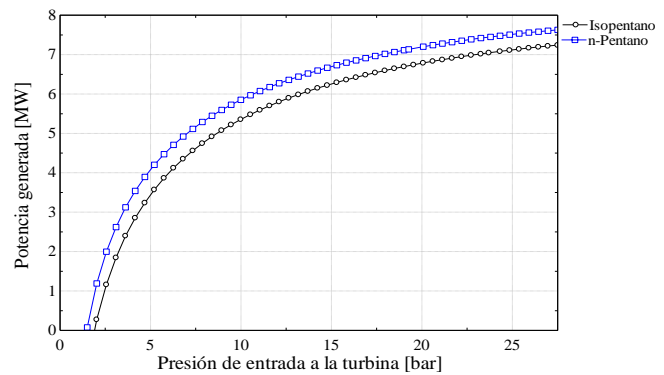


Gráfico 11, Potencia genera contra la presión de entrada de la turbina para una temperatura de abandono fija de 130 °C

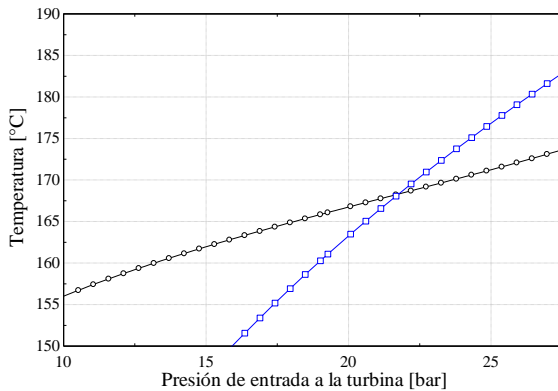


Gráfico 12, Temperaturas de puntos 7 y 13 contra presión a la entrada de la turbina, para n-Pentano.

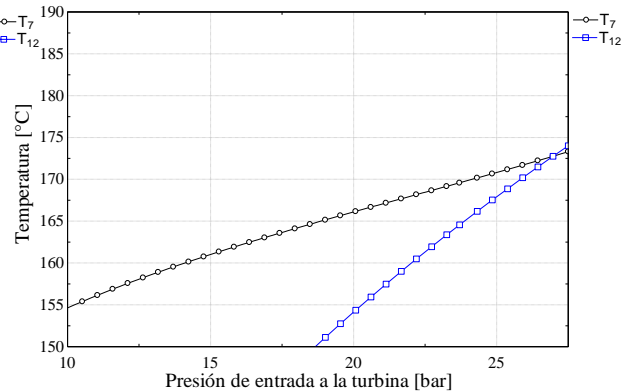


Gráfico 13, Temperaturas de puntos 7 y 13 contra presión a la entrada de la turbina, para Isopentano

5. Dimensionamiento de intercambiadores

En base a las condiciones de temperatura y presión obtenidas del modelado termodinámico para la configuración con torre seca y recuperador (Figura 23).

Punto	Temperatura [°C]	Presión [bar]
10	45	1.367
11	45.98	17.5
12	75.82	17.5
13	155.4	17.5
14	155.4	17.5
15	82.35	1.367
16	50.98	1.367

5.1 Precalentador

El calor transferido en este dispositivo será de 24.19 [MW], con una temperatura media de la salmuera de 145.2 [°C] y una temperatura media del n-pentano de 115.6 [°C]. La temperatura media logarítmica es de 49.2 [°C], sin embargo, dado el flujo cruzado que sufre el fluido al transitar por los bafles, se obtiene un factor de corrección de 0.85, lo que da como resultado una temperatura media logarítmica corregida de 41.82 [°C], en la Tabla 9, se presentan las propiedades necesarias para los cálculos involucrados.

Tabla 9, Propiedades básicas de los fluidos en precalentador

Propiedad	Salmuera	n-pentano
Densidad [kg/m ³]	921.9	520
Calor específico (c_p) [kJ/kgK]	4298	2847
Prandtl	1.215	4.004
Conductividad térmica [W/(K·m)]	0.6694	0.08504
Viscosidad cinemática [m ² ·s ⁻¹]	0.0001892	0.0001196

Se elige una tubería de 7/8" calibre 14, en un arreglo triangular, con un pitch o espaciado de 15/16", se utiliza un intercambiador de coraza y tubo tipo BEM. De la

referencia [10] se verifica que para, agua líquida el coeficiente convectivo sugerido es de $1550 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ y para fluidos como el n-pentano de $10000 \text{ [W/m}^2\text{K]}$, las resistencias de incrustamiento se suponen de $0.00017 \text{ [m}^2\text{K/W}^{-1}\text{]}$, la conductividad del acero se supone de $60 \text{ [W/(K}\cdot\text{m)]}$, por tratarse de un acero bajo en carbono. Bajo estas suposiciones el coeficiente de transferencia global inicial es de $842.3 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ y se supone una longitud de 12[m] . En esta fase se desarrolló un código en el software EES, con el objetivo de suplir la necesidad de realizar las numerosas iteraciones necesarias, el código realiza los pasos expuestos en el marco teórico para el precalentador. Los principales datos de salida después de la ejecución de programa se muestran en la Figura 25.

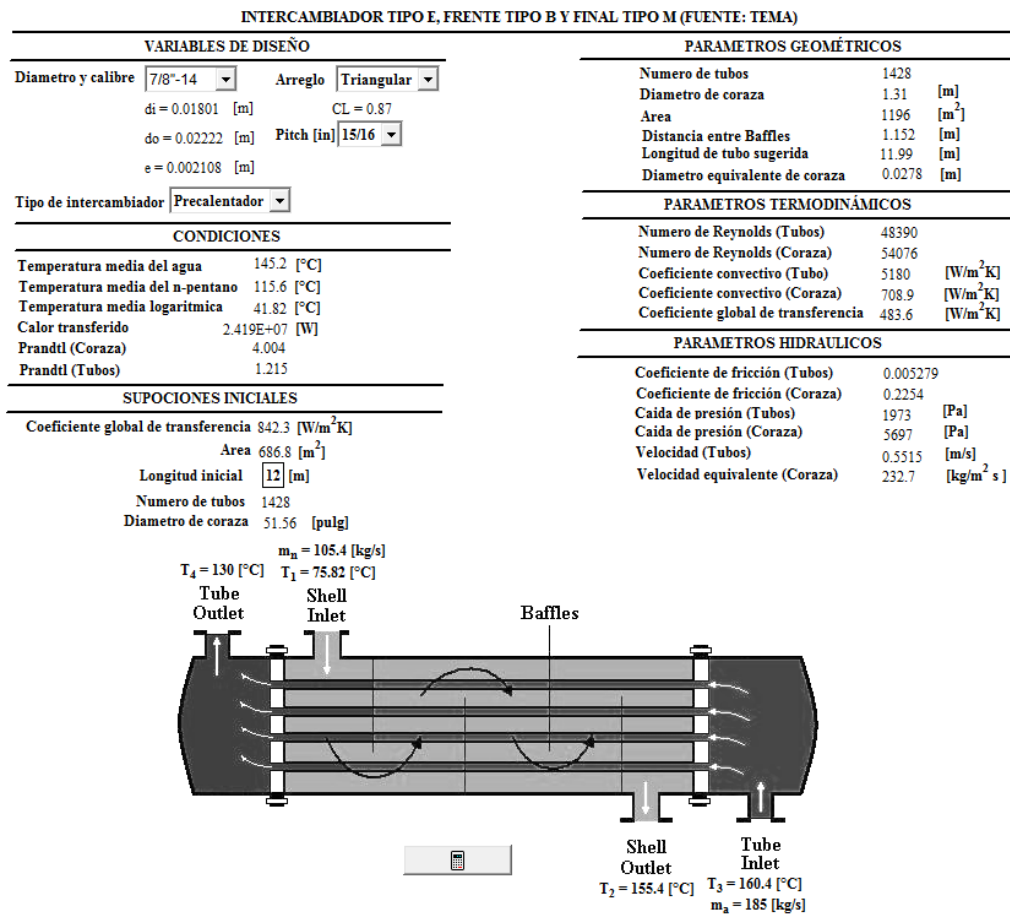


Figura 25, Resultados del precalentador

5.2 Regenerador

El calor transferido en este dispositivo será de 7.823[MW] , con una temperatura media del lado de coraza de 66.66 [°C] y una temperatura media del n-pentano de 60.9 [°C] . La temperatura media logarítmica es de 30.2 [°C] , sin embargo, dado el flujo cruzado que sufre el fluido al transitar por los baffles, se obtiene un factor de corrección de 0.85 al igual que en el precalentador, lo que da como resultado una temperatura media

logarítmica corregida de 25.7 [°C], en la Tabla 10, se presentan las propiedades necesarias para los cálculos involucrados.

Tabla 10, Propiedades básicas de los fluidos en el regenerador

Propiedad	Fluido en tubería	Fluido en carcasa
Densidad [kg/m ³]	3.721	580
Calor específico (c_p) [kJ/kgK]	1873	2518
Prandtl	1.215	4.004
Conductividad térmica [W/(K·m)]	0.795	3.435
Viscosidad cinemática [m ² ·s ⁻¹]	0.00007607	0.0001399

Al igual que en precalentador se supone un diámetro de tubería de 7/8" calibre 14 y un espaciado de 15/16", se utilizara un intercambiador del mismo tipo (BEM). Los coeficientes convectivos serán ambos, inicialmente de 10000 [W/m²K], las resistencias de incrustamiento de 0.00017 [m²K/W⁻¹], una conductividad del tubo de 60 [W/(K·m)], en la primera corrida, el coeficiente de transferencia global es de 1355 [W/m²K] igualmente se supone una longitud de 12[m]. Con lo cual y a través del código desarrollado en EES, se obtienen los resultados mostrados en la Figura 26 .

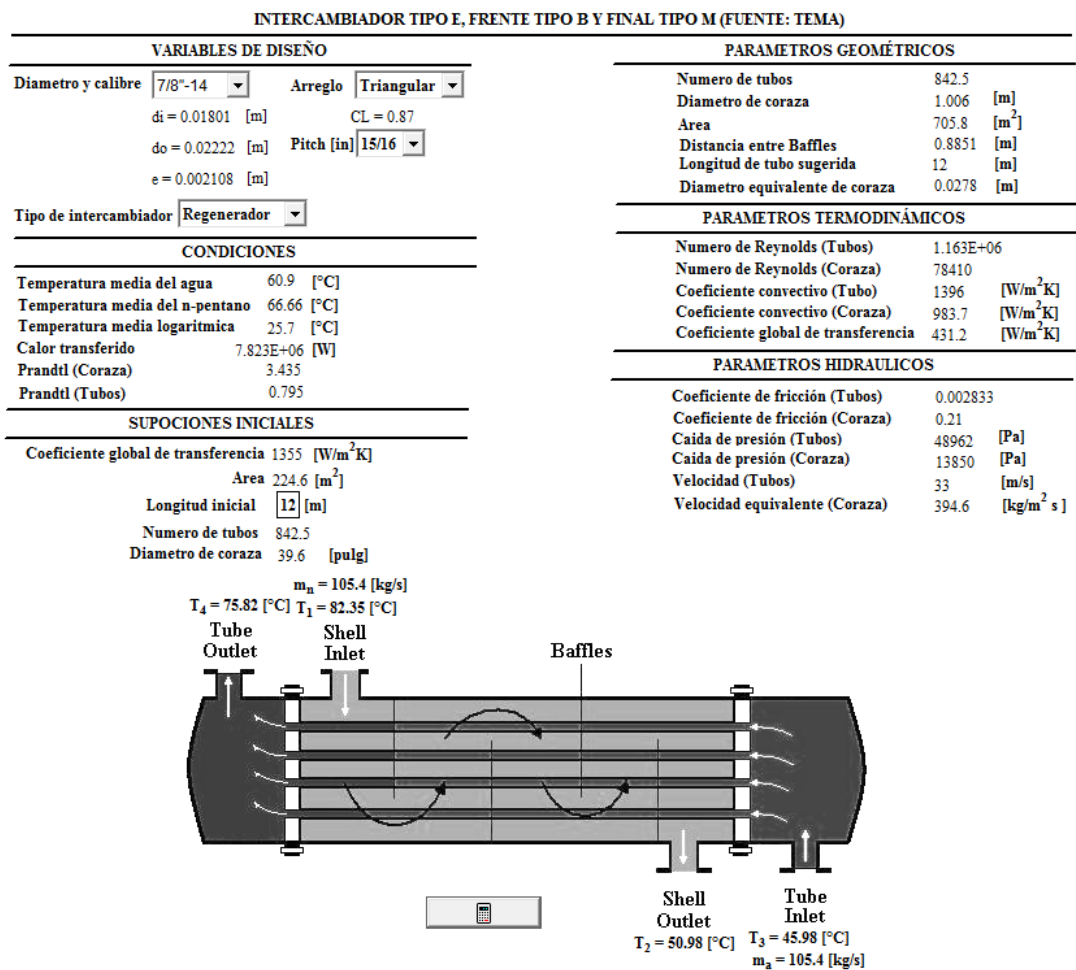


Figura 26, Resultados del precalentador

5.3 Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor del tipo K, ya que su funcionamiento es similar a una marmita. La temperatura media de la salmuera es de 174.2 [°C] y la temperatura de saturación del n-pentano de 155.7 [°C], la temperatura media logarítmica es de 14.52 [°C]. El diámetro nominal de la tubería es de 7/8" calibre 14, se asume un diámetro de haz de tubos de 1.6 [m], un arreglo triangular, con un pitch de 1" y 4 pasos, por último, la transferencia de energía en este será de 22.33 [MW].

Tabla 11, Propiedades de salmuera en evaporador

Propiedad	Salmuera
Densidad [kg/m ³]	893.4
Prandtl	1.008
Calor específico (c_p) [J/kgK]	4366
Conductividad térmica [W/(K·m)]	0.6758
Viscosidad cinemática [m ² ·s ⁻¹]	0.0001556

Igualmente debido a la naturaleza iterativa, se realizó un código en EES, que supliera esta necesidad. Los resultados son expuestos en.

Tabla 12, Resultados evaporador

Parámetro	Magnitud
Área de transferencia de calor [m ²]	1224
Diámetro del haz de tubos [m]	1.6
Caída de presión en tubería [Pa]	31938
Caída de presión en carcasa [Pa]	1379
Diámetro interior de carcasa [in]	131.2
Factor de fricción en tubería	0.004249
Longitud [m]	7
Numero de tubos	2505
Numero de Reynolds	131356
Coefficiente de transferencia global [W/m ² K]	1256
Velocidad en tubería [m/s]	1.27

PRESENTACION DE RESULTADOS

Con base a los datos presentados en la sección anterior, es notorio que la configuración que utiliza recuperador presenta ventajas sobre el esquema sin recuperador. El fluido seleccionado para la operación es el n-pentano, ya que la presión y flujo másico, directamente relacionados con el coste de la planta, poseen un valor más inferior al Isopentano. Las características básicas del ciclo termodinámico se presentan en la Tabla 13, así mismo las condiciones de trabajo y el dimensionamiento de los equipos de transferencia de calor se muestran en la Tabla 14 y Tabla 15, respectivamente.

Tabla 13, Resultado de modelaje, para un ciclo binario con torre seca y regenerador

Fluido	Presión a la entrada de la turbina [bar]	Potencia generada [MW]	Eficiencia exergética	Eficiencia térmica	Flujo másico [Kg/s]
n-Pentano	17.5bar	8.192	0.3194	0.176	105.4

Tabla 14, Condiciones de trabajo de equipos

Equipo	Especificación
Turbina	
Tipo/Etapas	Expansión /1
Potencia generada [MW]	8.19
Presión de entrada [bar]	17.5
Presión de salida [bar]	1.367
Flujo másico [kg/s]	105.4
Regenerador	
Tipo	E
Calor transferido [kW]	7826
Torre de enfriamiento	
Tipo	Torre seca
Flujo de aire [kg/s]	2444
Potencia de ventiladores [kW]	33.37
Calor transferido [kW]	38080
Bomba de circulación	
Tipo	Centrifuga
Potencia [kW]	337
Precalentador	
Tipo	E
Flujo de salmuera [kg/s]	185
Presión lado de alta temperatura [bar]	12
Presión lado de baja temperatura [bar]	17.5
Calor transferido [kW]	24212
Evaporador	
Tipo	K
Calor transferido [kW]	22336

Tabla 15, Dimensionamiento de equipos

Parámetro/Intercambiador	Precalentador	Recuperador	Evaporador
Numero de pasos	1	1	4
Área de transferencia [m ²]	944.4	705.8	1224
Arreglo	Triangular	Triangular	Triangular
Pitch [in]	15/16	15/16	1
Numero de tubos	846	843	2505
Longitud [m]	16	12	7
Diámetro y calibre de tubería ² [in]	7/8-14	7/8-14	7/8-14
Diámetro interno de carcaza [in]	40	40	132
Distancia entre baffles [m]	0.88	0.88	N/A
Diámetro de banco de tubos [m]	N/A	N/A	1.6
Caída de presión de lado de tubería [Pa]	1973	48962	31938
Caída de presión del lado de carcaza [Pa]	5697	13850	1379

Tomando en consideración las caídas de presión en los equipos de transferencia de calor y la eficiencia isentrópica en los equipos de potencia, se realizan los diagramas T-s (Figura 27) y P-h (Figura 28) correspondientes al ciclo binario con torre de enfriamiento seca y recuperador. Los puntos hacen referencia a la Figura 23.

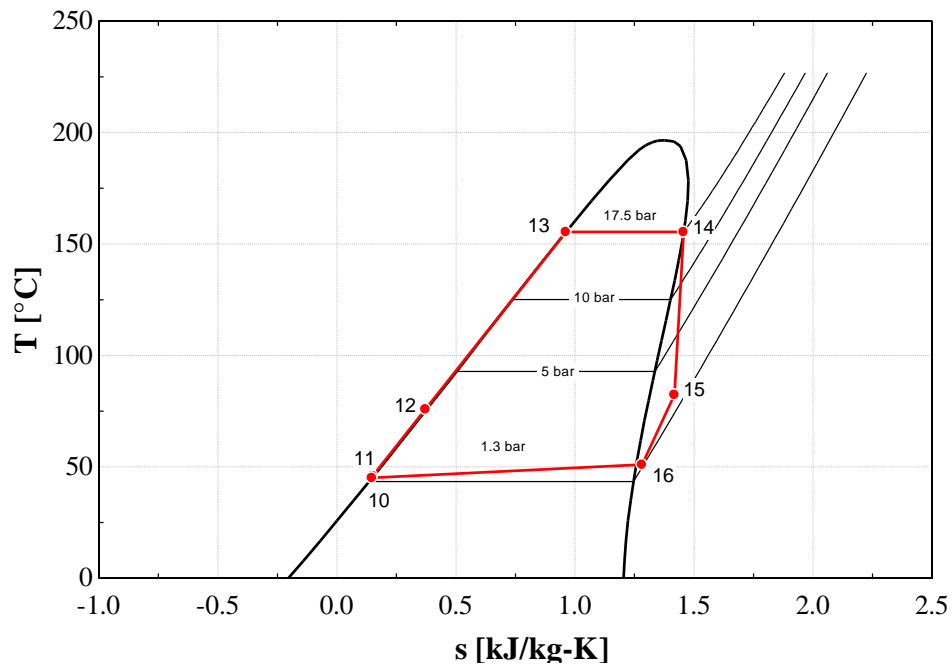


Figura 27, Diagrama T-s del ciclo termodinámico real.

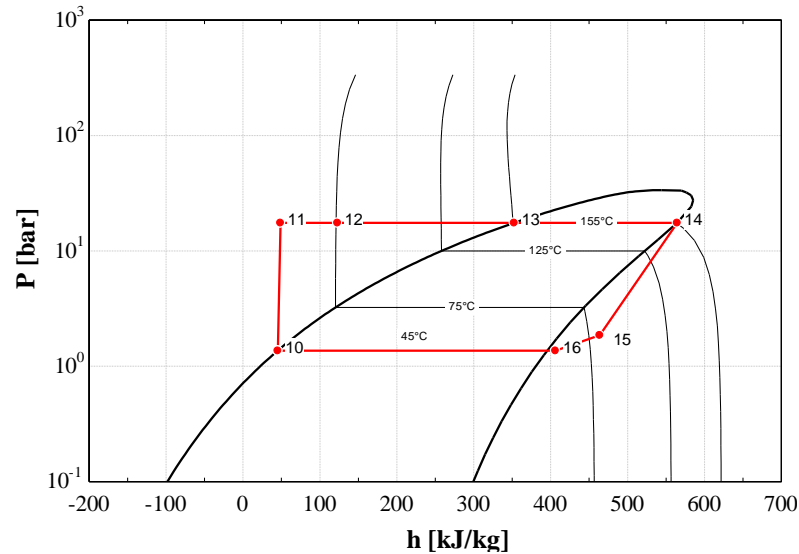


Figura 28, Diagrama P-h del ciclo termodinámico real.

DIAGRAMA DE EXERGÍA

Una forma de medir la generación de energía eléctrica es el diagrama de exergía, el cual muestra la variación de la calidad de la energía al pasar por los diferentes elementos que componen el ciclo binario y las transformaciones de la misma. La ecuación que permite conocer la variación de exergía y su consecuente destrucción es la Ec. 19. Con las condiciones de presión y temperatura a la salida del separador ciclónico, se puede encontrar la disponibilidad que se tiene en el agua de separación. Los valores de la exergía en cada uno de los puntos del ciclo binario se muestran en la siguiente tabla, además de los valores de la energía que tienen ambos fluidos (Referidos a la Figura 23).

Tabla 16, Cálculos de exergía

Punto	Presión [kPa]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Flujo másico [kg/s]	Entropía [KJ/kg.K]	Energía [MW]	Exergía MW
6	1200	188	798.4	185	2.216	128.32	25.69
7	1168.06	160.4	677.7	185	1.946	105.99	18.35
8	1166.08	130	547	185	1.634	81.807	11.48
10	136.7	45	45.22	105.4	0.1472	44.97	14
11	1750	45.98	48.79	105.4	0.15	48.73	0.43
12	1736.15	75.82	123	105.4	0.3723	12.69	1.22
13	1730.45	155.4	352.5	105.4	0.9621	36.88	6.76
14	1729.07	155.4	564.5	105.4	1.457	59.23	13.46
15	185.662	82.35	463.9	105.4	1.418	48.63	4.086
16	136.7	50.98	59.76	105.4	0.1924	60.29	0243

Se puede observar que a la entrada del ciclo binario se dispone de una exergía de 25.69 [MW], de los cuales solamente 8.19 [MW] son aprovechables, la diferencia constituye la destrucción de exergía inherente en todo sistema.

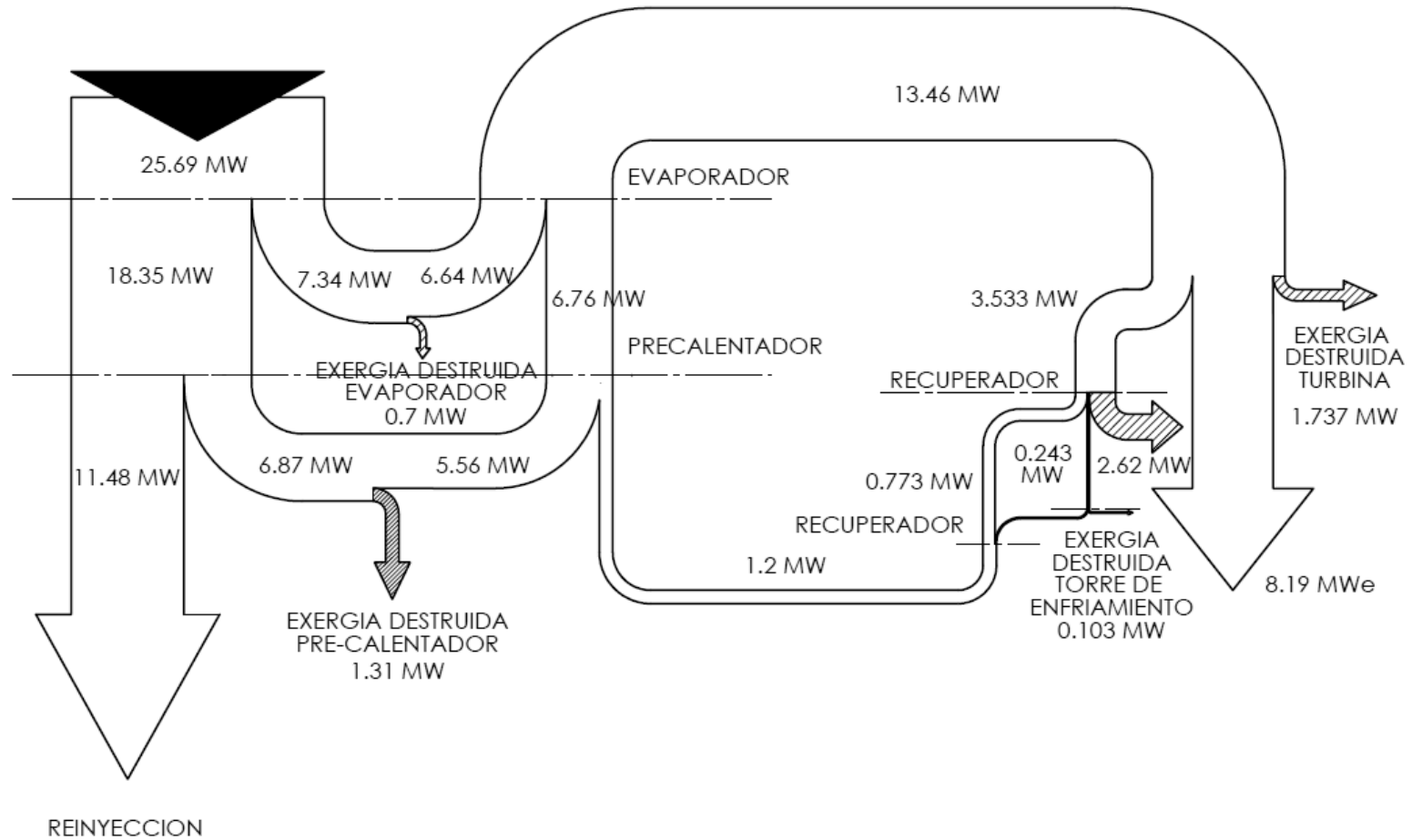


Figura 29, Diagrama de exergía del ciclo.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. La configuración que maximiza la generación de energía (8.19 [MW]) y eficiencia térmica (17.6%), es el arreglo con recuperador y torre de enfriamiento.
2. Bajo las condiciones establecidas, el rendimiento térmico todos los paramentos de salida y en general, se maximizan al utilizar n-pentano como fluido de trabajo.
3. Para la configuración seleccionada y dada la restricción impuesta a la temperatura de abandono (130 [°C]) del fluido geotérmico, la temperatura de ingreso al evaporador de la salmuera es de 188[°C] y a la entrada del precalentador de 160.4 [°C].
4. Las condiciones ambientales tomadas como parámetros de diseño fueron: 75% de humedad relativa y 27 °C de temperatura ambiente.
5. Los fluidos que presentan una pendiente negativa en la curva de vapor saturado de su campana o diagrama termodinámico, son los que justifican colocar un recuperador para aumentar la eficiencia y potencia de la planta de ciclo binaria.
6. En el dimensionamiento de los intercambiadores, la turbulencia generada por el zigzagueo del fluido del lado de la carcasa, el aumento de la velocidad del fluido en los tubos y el número de pasos, disminuyen considerablemente la longitud de los mismos, ya que aumentan la turbulencia y por lo tanto el coeficiente global de transferencia de calor.
7. El arreglo triangular en la distribución de los tubos en un intercambiador de calor, es el arreglo que permite una mejor compactación en los tubos, obteniendo así menores diámetros de coraza.

AGRADECIMIENTOS

Expresamos nuestra sincera gratitud a los organizadores del Programa Regional en Entrenamiento Geotérmico, por aceptar nuestra solicitud de participar en esta cuarta edición. Al personal, de las plantas geotérmicas de LaGeo, involucrado por compartir su conocimiento de la manera más sincera. Gracias a todos los compañeros del PREG-2014 por compartir su conocimiento y experiencia con nosotros y apoyarnos en nuestras deficiencias. A cada uno de los profesores por ayudarnos a comprender y analizar, las situaciones y trasfondos teóricos involucrados en el desarrollo de la industria geotérmica.

A nuestras familias por ser nuestro sustento y apoyarnos en cada paso que damos. Gracias especiales a nuestro asesor Ing. José Luis Henríquez y al colaborador Ing. Álvaro Flamenco, por ser quienes nos guiaron, enfocaron y corrigieron en la dirección del alcance y consecución de todos los objetivos propuestos en este documento.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] Wakana, Ferdinand, 2013, Preliminary study of binary power plant feasibility comparing orc and kalina for low-temperature resources in rusizi valley, burundi, United Nations University, Geothermal Training Programme.
- [2] MARN, Boletín Climatológico Anual 2013,2014
<http://www.snet.gob.sv/ver/meteorologia/clima/climatico+anual/> 6/10
- [3] DiPippo, R., 2005: Geothermal power plants: Principles, Applications and case studies, Elsevier Ltd. Kidlington, Inglaterra.
- [4] Bott, T.R., 1995, Fouling of Heat Exchanger, Elsevier Science, Inglaterra.
- [5] Cengel y Ghajar, 2011, Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones, Mc Graw Hill, México.
- [6] Cengel y Boles, 2009, Termodinámica, Mc Graw Hill, México.
- [7] EES, Engineering equation solver Manual, F-Chart Software,
http://www.fchart.com/assets/downloads/ees_manual.pdf.
- [8] Monroy, Angel, Geothermal binary cycle power plant principles, operation and maintenance, 2013, United Nations University, Geothermal Training Programme.
- [9] Serth, Robert, 2007, Process Heat Exchanger: Principles and applications, Elsevier Science, Inglaterra.
- [10] Kakac, Sadik, 2002, Heat Exchanger: Selection, Rating and Thermal Design, CRC PRESS, Estados Unidos.
- [11] CNE (Consejo Nacional de Energía), Rendición de cuentas 2009-2014, El Salvador

APENDICE A

Código EES

{
 UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERIA Y
 ARQUITECTURA
 UNIDAD DE POSGRADOS
 PROGRAMA REGIONAL DE
 ENTRENAMIENTO GEOTERMICO-2014

AUTORES:

JOSÉ ERICK JIMÉNEZ MAJANO
 CARLOS JOSÉ BARRERA MÉNDEZ
 GERVER IVÁN LAÍNEZ VELÁSQUEZ
 HÉCTOR ALEXANDER GARCÍA VELA

TUTORES

ING. JOSÉ LUIS HENRÍQUEZ
 ING. ÁLVARO RENÉ FLAMENCO
 RAMOS

TEMA: DISEÑO CONCEPTUAL DE
 PLANTA GEOTÉRMICA TIPO BINARIA
 PARA PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD

}

"Curvas de produccion de pozos, para
 liquido y vapor"

"Pozo 1"

$mtv[1]=0.9044*Pz[1]^2-$
 $27.582*Pz[1]+225.11$ {Curva de produccion
 de vapor}
 $mtl[1]=-0.8047*Pz[1]^2+10.69*Pz[1]+53.902$
 {Curva de produccion de liquido}

"Pozo 2"

$mtv[2]=-$
 $0.1662*Pz[2]^2+2.9095*Pz[2]+7.8468$
 $mtl[2]=-$
 $0.5881*Pz[2]^2+10.572*Pz[2]+14.859$

"Pozo 3"

$mtv[3]=-0.5445*Pz[3]^2+13.055*Pz[3]-$
 53.469
 $mtl[3]=-0.6491*Pz[3]^2+14.97*Pz[3]-24.476$

"-----VARIABLES DE DISEÑO-----"

$efi_vturbina=0.85$

$efi_bturbina=0.85$
 $efi_bomba=0.75$
 $efi_ventilador=0.65$
 $efi_reg=0.8$
 $hum_relativa_prom=0.75$
 $P_aumento_torre=10$
 $T_cond_binario=45$ [°C]
 $T_cond=45$ [°C]
 $T_amb=27$ [°C]
 $T_aire_aumento=15$ [°C]
 $T_abandono=130$ [°C]
 $P_separacion=12$ [bar]
 $P_amb=1$ [bar]
 $P_P_eva=5$ [°C]
 $P_P_rec=5$ [°C]
 $carga_bomba_reiny=100$ [m]
 $g=9.8$ [m/s²]

$Qpre_f=m[10]*(h[13]-h[12])$ {Calor en el
 precalentador del lado del fluido binario}

$Qre_f=m[10]*(h[12]-h[11])$ {Calor en el
 recuperador del lado del fluido binario}

$Qev_f=m[10]*(h[14]-h[13])$ {Calor en el
 evaporador del lado del fluido binario}

$Qtorr_f=m[10]*(h[16]-h[10])$

$Qpre_w=m[6]*(h[7]-h[8])$

$Qev_w=m[6]*(h[6]-h[7])$

$Qre_sal=m[10]*(h[15]-h[16])$

$PO=T[7]-T[13]$ "Criterio del pinch point"

"-----LINEA DE
 VAPOR-----"

"Punto 1"

$P[1]=P_separacion$

$Pz[1]=P[1]$

$Pz[2]=P[1]$

$Pz[3]=P[1]$

$m[1]=mtl[1]+mtv[1]+mtl[2]+mtv[2]+mtl[3]+mt$
 $v[3]$

$s[1]=Entropy(Steam,P=P[1],x=m[2]/m[1])$

$c=m[2]/m[1]$

"Punto 2"

$T[2]=Temperature(Steam,P=P[1],x=1)$

$m[2]=mtv[1]+mtv[2]+mtv[3]$

h[2]=Enthalpy(Steam,P=P[1],x=1)
s[2]=Entropy(Steam,P=P[1],x=1)

"Punto 3"

T[3]=T_cond
m[3]=m[2]
h[3]=Enthalpy(Steam,T=T[3],s=s[3])
s[2]=s[3]

"Punto 4"

m[4]=m[3]
T[4]=T[3]
h[4]=Enthalpy(Steam,T=T[4],x=0)
s[4]=Entropy(Steam,T=T[4],x=0)

"Punto 5"

s[5]=s[4]

"Punto 6"

T[6]=T[2]
m[6]=mtl[1]+mtl[2]+mtl[3]
h[6]=Enthalpy(Steam,x=0,P=P[1])
s[6]=Entropy(Steam,x=0,P=P[1])

"Punto 7"

m[7]=m[6]
s[7]=Entropy(Steam,P=P[1],T=T[7])
h[7]=h[6]-(h[14]-h[13])*m[10]/(m[6])
T[7]=Temperature(Steam,h=h[7],P=P[1])

"Punto 8"

m[8]=m[7]
P[8]=P[1]
T[8]=T_abandono
h[8]=Enthalpy(Steam,P=P[8],T=T[8])
s[8]=Entropy(Steam,P=P[8],T=T[8])

"Punto 9"

-----LINEA DE FLUIDO BINARIO-----
-----"

"Punto 10"

T[10]=T_cond_binario
P[10]=P_sat(Fluido\$,T=T[10])
h[10]=Enthalpy(Fluido\$,T=T[10],x=0)
s[10]=Entropy(Fluido\$,T=T[10],x=0)

"Punto 11"

"P[11]=27.5"
s[11]=s[10]

T[11]=Temperature(Fluido\$,h=h[11],P=P[11])
h_11_s=Enthalpy(Fluido\$,S=s[11],P=P[11])
efi_bomba=(h_11_s-h[10])/(h[11]-h[10])

"Punto 12"

{Entalpia 12 se determina en balance de energia para regenerador}
P[12]=P[11]
T[12]=Temperature(Fluido\$,P=P[12],H=h[12])

"Punto 13"

T[13]=Temperature(Fluido\$,x=0,P=P[11])
h[13]=Enthalpy(Fluido\$,x=0,P=P[11])

"Punto 14"

m[14]=m[10]
T[14]=Temperature(Fluido\$,P=P[11],x=1)
h[14]=Enthalpy(Fluido\$,P=P[11],x=1)
s[14]=Entropy(Fluido\$,P=P[11],x=1)

"Punto 15"

P[15]=P[10]
s[15]=s[14]
T[15]=Temperature(Fluido\$,P=P[10],s=s[15])
h_15_s=Enthalpy(Fluido\$,P=P[10],s=s[15])
efi_bturbina=(h[14]-h[15])/(h[14]-h_15_s)

"Punto 16"

P[16]=P[10]
T[16]=T[11]+P_P_rec
h[16]=Enthalpy(Fluido\$,P=P[16],T=T[16])

"-----Balances de energia-----"

{Regenerador}
h[15]-h[16]=h[12]-h[11]
{Flujo masico}
(h[14]-h[11])*m[10]=m[6]*(h[6]-h[8])+m[10]*(h[15]-h[16])

{Torre de enfriamiento seca}

cp_aire=Cp(AirH2O,T=T_amb,r=hum_relativa_prom,P=P_amb)
T_ent_aire=T_amb
T_sal_aire=T_aire_aumento+T_ent_aire
m[10]*(h[16]-h[10])=cp_aire*(T_sal_aire-T_ent_aire)*m_aire
den_aire=Density(AirH2O,T=T_amb,r=hum_relativa_prom,P=P_amb)
P_aumento_torre=P_torre

"-----Exergía-----"

{Punto muerto}

$h_{\text{muerto}[0]} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, P = P_{\text{amb}}, T = T_{\text{amb}})$

$s_{\text{muerto}[0]} = \text{Entropy}(\text{Steam}, P = P_{\text{amb}}, T = T_{\text{amb}})$

$TK = T_{\text{amb}} + 273.15$

$Ex_{\text{total_binario}} = ((h[6] - h_{\text{muerto}[0]} - TK * (s[6] - s_{\text{muerto}[0]})) * m[6]) / 1000$

"-----Potencias-----"

$Pot_{\text{binaria_tur}} = m[10] * (h[14] - h[15]) / 1000$

{Potencia de turbina binaria}

$Pot_{\text{vapor}} = m[2] * (h[2] - h[3]) * \text{efi_vturbina} / 1000$ {Potencia de turbina vapor}

$Pot_{\text{b_cir}} = (h[11] - h[10]) * m[10] / 1000$

{Potencia de bomba de circulación}

$Pot_{\text{b_reiny}} = \text{carga_bomba_reiny} * m[6] * g / (\text{efi_bomba} * 1000000)$ {Potencia de bomba de reinyeccion}

$Pot_{\text{ventilador}} = P_{\text{torre}} * m_{\text{aire}} / (\text{den_aire} * \text{efi_ventilador} * 1000000)$ {Potencia de ventilador}

$Pot_{\text{binaria}} = Pot_{\text{binaria_tur}} - Pot_{\text{b_cir}} - Pot_{\text{b_reiny}} - Pot_{\text{ventilador}}$

$Pot_{\text{esp}} = Pot_{\text{binaria}} * 1000 / m[10]$ {Potencia especifica de planta binaria}

$P_{\text{total}} = Pot_{\text{binaria}} + Pot_{\text{vapor}}$ {Potencia total de la planta}

"-----Eficiencias-----"

$Efi_{\text{ter}} = Pot_{\text{binaria}} / Q_{\text{ent}}$

$Efi_{\text{ex}} = Pot_{\text{binaria}} / Ex_{\text{total_binario}}$

APENDICE B

Datos de producción de pozos

WHP Bara	Flujo másico kg/s															
	Pozo 1		Pozo 2		Pozo 3		Pozo 4		Pozo 5		Pozo 6		Pozo 7		Pozo 8	
	Vapor	Agua	Vapor	Agua	Vapor	Agua	Vapor	Agua	Vapor	Agua	Vapor	Agua	Vapor	Agua	Vapor	Agua
8.50							20.50	62.00								
9.94					22.23	106.14										
10.10							20.40	62.00	23.00	60.00						
10.41	35.84	70.05														
10.64					20.53	99.17										
10.90	32.31	66.75					20.30	61.60	24.00	62.00						
11.14					19.09	92.04										
11.20	29.63	61.29					19.00	58.00	24.30	62.00						
11.61	26.69	55.95														
11.84					16.27	85.13										
12.14					13.58	77.95										
12.24																
12.41	21.74	50.75														
12.54					11.36	74.46										
12.74					10.13	67.59										
12.84												19.64	66.28			
13.01	18.72	45.61														
13.15															18.07	66.37
13.34															17.97	66.47
13.54												19.29	63.85			
13.61	18.93	36.19														
13.90							16.20	48.00	23.20	59.00						
13.94											15.46	56.84				
14.11	15.14	27.14														
14.28											14.77	56.34				
14.49											14.40	56.41				
14.90							14.30	42.00	19.80	52.70						
15.54															16.91	59.54
15.94											11.03	42.63				
16.00									16.10	49.70						
16.34												16.65	62.15			
18.00																
19.04															12.36	57.47
20.00			48.70	0.00												
20.74												13.72	53.84			
23.37															6.66	52.13
29.00			41.70	0.00												
34.00			27.80	2.00												
37.00			6.90	3.00												