



Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo

Facultad de Ingeniería Mecánica
División de Estudios de Posgrado
Doctorado en Ciencias en Ingeniería Mecánica



*Análisis energético y exergoeconómico
avanzado de una planta de poligeneración con
uso en cascada de la energía geotérmica de
media y baja entalpia*

Tesis

Que para obtener el grado de:
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Presenta:

M.C. Víctor Manuel Ambriz Díaz

Asesor:

Doctor en Energías Renovables y Eficiencia Energética
Dr. Carlos Rubio Maya

Coasesor:

Doctor en Ingeniería Mecánica
Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra



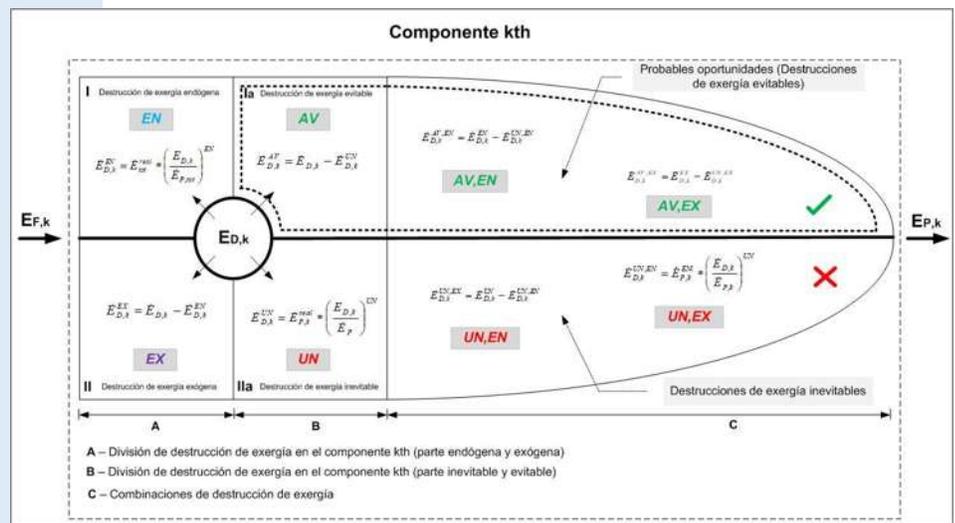


Análisis energético y exergoeconómico avanzado de una planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica de media y baja entalpía

TESIS DOCTORAL

$$\left(\frac{dE}{dt}\right)_{VC} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_s \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)$$

$$\left(\frac{ds}{dt}\right)_{VC} = \sum_e \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_e \dot{m} \cdot s - \sum_s \dot{m} \cdot s + S_{gen}$$



Víctor M. Ambriz-Díaz

vambriz@umich.mx

Marzo 2020

Asesores:

Dr. Carlos Rubio Maya

Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra



Prefacio

Esta tesis es presentada en cumplimiento de los requisitos para obtener el grado de Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica, en el programa de Doctorado en Ciencias en Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo.

La tesis se desarrolló en Línea de Generación y Aplicación de Conocimiento de Termodinámica Aplicada y Energías Alternas, en la División de estudios de Posgrado de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la UMSNH. El trabajo se realizó en un período de cuatro años con una fecha de inició el 1 de Marzo del año 2016 y concluyó el 29 de Febrero del año 2020. El trabajo de tesis se realizó bajo la supervisión de los Profesores Investigadores Miembros del sistema Nacional de Investigadores; el Dr. Carlos Rubio Maya y el Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra.

Este proyecto de investigación fue apoyado por el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) mediante el No. de Becario 434545 y No. de CVU 443957 en las fechas anteriormente señaladas. Por otra parte, la tesis se enmarca dentro del proyecto P16 “Integración de una planta de poligeneración mediante el uso en cascada de la energía geotérmica”, Proyecto CONACYT-SENER-P16 del Centro Mexicano de Innovación en energía geotérmica (CeMIE-Geo).

Dedicatoria

La tesis la dedico con todo mi amor a mi amada esposa *Luz Adriana Mendoza* por su sacrificio y esfuerzo, por creer en mi capacidad, por apoyarme en esta carrera para nuestro futuro, por siempre brindarme su comprensión, cariño y amor en los momentos difíciles. Gracias mi amor por todo ello y más...

Agradecimientos

- Primeramente, quiero agradecer a Dios por la bendición de ponerme en este camino y por permitirme llegar hasta esta etapa de mi vida, en la cual se han conseguido muchos logros durante el desarrollo de esta etapa doctoral.
- A mi esposa Luz Adriana Mendoza, por ser una mujer maravillosa, por su gran apoyo, por su gran cariño y por su gran motivación durante el desarrollo de este proyecto.
- A mis padres por sus consejos y su apoyo para llegar hasta estas instancias de mi vida.
- Al Dr. Carlos Rubio Maya, por sus grandes enseñanzas, consejos y apoyo durante mi crecimiento profesional.
- A la UMSNH, FIM, por abrirme las puertas y formarme como profesional.
- Al CONACYT por haberme apoyado económicamente mediante el estímulo de beca en el desarrollo de este proyecto.
- Al CeMIE-Geo por haberme permitido participar dentro de su cartera de proyectos y apoyarme para la realización de este proyecto.
- Gracias, a todos y cada a uno.

Resumen

La energía geotérmica es un tipo de energía renovable que puede ser utilizada para diversos usos de acuerdo con sus características de temperatura principalmente. En este trabajo, se presenta un análisis de energía y exergoeconomía avanzada de una planta de poligeneración activada mediante energía geotérmica de media y baja temperatura. Primeramente, para entrar en contexto se realizan las definiciones, clasificaciones y usos de la energía geotérmica, haciendo énfasis en las plantas combinadas de calor y electricidad, tal es el caso de las plantas geotérmicas de poligeneración en cascada que emplean un recurso geotérmico para producir múltiples productos en niveles de temperatura diferentes. En este sentido, se realiza una descripción de las plantas geotérmicas estudiadas en el mundo resaltando sus ventajas y beneficios de implementación, así como su clasificación por el tipo de análisis utilizado para su evaluación, como lo son: el análisis energético, el análisis económico, el análisis exergético y el análisis exergoeconómico. Posteriormente, se realiza una descripción de la metodología de integración de este tipo de plantas mediante el análisis de alternativas para la configuración conceptual de la planta, mediante la definición preliminar de la planta de poligeneración y capacidades nominales de tecnologías que integran la planta, y mediante la comparación termodinámica y económica de la planta de poligeneración con diferentes tecnologías como candidatas para la generación de energía eléctrica, tal es el caso del Ciclo Rankine Orgánico (ORC), el Ciclo Kalina (KAC) y el Ciclo Goswami (GOC). Ligado a lo anterior, posteriormente se presenta la definición de la integración de la planta de poligeneración resultante de lo descrito anteriormente. La definición de la planta de poligeneración en cascada, comprende tres niveles térmicos diferentes en los que se puede producir simultáneamente, electricidad, frío y calor útil para deshidratación, mediante tres componentes principales. El primer nivel térmico incluye el primer componente principal, que es un ORC de 40 kWe, el segundo nivel térmico incluye el segundo componente principal, que es una tecnología de refrigeración activada térmicamente (TAR) que produce enfriamiento para la conservación de productos frescos a baja temperatura (+5 °C) en una cámara de conservación y para mantener más

estable la temperatura del condensador ORC. El tercer nivel térmico incluye el tercer componente principal que es un módulo deshidratador (DEH) de productos frescos. Estos tres componentes principales están interconectados con equipos auxiliares para lograr una operación conjunta de manera efectiva. Los equipos auxiliares están conformados por; una torre de enfriamiento, una cámara de mezclado y dos intercambiadores de calor (HX-I y HX-II). Una vez que se realiza la definición de la integración definitiva de la planta de poligeneración se realiza la simulación de la operación de la planta de poligeneración a partir de los modelos en condiciones de diseño y fuera de diseño de los componentes principales y auxiliares de la planta de poligeneración. Finalmente, se realiza un análisis exergoeconómico avanzado de la planta de poligeneración para identificar las oportunidades de mejora en el desempeño termodinámico y económico de la planta de poligeneración. Los resultados indican que mediante la integración en cascada de plantas de poligeneración se logra la rentabilidad económica de plantas geotérmicas de baja temperatura. Además que mediante la aplicación del análisis exergoeconómico avanzado utilizado como herramienta de evaluación se pueden obtener los límites para mejorar el desempeño termodinámico y económico de este tipo de plantas geotérmicas.

Palabras clave: Energía geotérmica, poligeneración en cascada, metodología de integración, simulación de operación, exergía y exergoeconomía avanzada.

Abstract

Geothermal energy is a type of renewable energy that can be used for various uses according to its temperature characteristics. In this work, an advanced energy analysis and exergoeconomics of a polygeneration plant activated by medium and low temperature geothermal energy is presented. First, to enter into context, the definitions, classifications and uses of geothermal energy are carried out, with highlighting on the combined heat and electricity plants, such as the case of geothermal cascade polygeneration plants that use a geothermal resource to produce multiple products at different temperature levels. In this sense, a description of the geothermal plants around the world emphasizing their advantages and benefits of implementation, as well as their classification by the type of analysis used for their evaluation, was made identified: energy analysis, economic analysis, exergy analysis and exergoeconomic analysis. Subsequently, a description of the methodology of integration of this type of plants is made by analyzing alternatives for the conceptual configuration of the plant, through the preliminary definition of the polygeneration plant and nominal capacities of technologies that integrate the plant, and by the thermodynamic and economic comparison of the polygeneration plant with different technologies as candidates for the generation of electricity, such as: the Organic Rankine Cycle (ORC), the Kalina Cycle (KAC) and the Goswami Cycle (GOC). Linked to the above, the definition of the integration of the polygeneration plant resulting from that described above is presented below. The definition of the cascade polygeneration plant comprises three different thermal levels at which electricity, cold and heat useful for dehydration can be produced simultaneously, by means of three main components. The first thermal level includes the first main components, which is a 40 kWe ORC, the second thermal level includes the second main component, which is a thermally activated refrigeration technology (TAR) that produces cooling for the conservation of fresh products at low temperature (+5 °C) in a preservation chamber and to keep the temperature of the ORC condenser more stable. The third thermal level includes the third main component which is a dehydrator module (DEH) of fresh products. These three main components are interconnected

with auxiliary equipment to achieve a joint operation effectively. The auxiliary equipment is a cooling tower, a mixing chamber and two heat exchangers (HX-I and HX-II). Once the definition of the definitive integration of the polygeneration plant was carried out, the simulation of the operation of the polygeneration plant was carried out based on the models under design conditions and at off-design conditions of the main and auxiliary components of the plant of polygeneration. Finally, an advanced exergoeconomic analysis of the polygeneration plant was carried out to identify opportunities for improvement in the thermodynamic and economic performance of the polygeneration plant. The results indicate that the economic profitability of low temperature geothermal plants is achieved through cascade integration of polygeneration plants. In addition, by applying the advanced exergoeconomic analysis used as an evaluation tool, the limits can be obtained to improve the thermodynamic and economic performance of this type of geothermal plants.

Keywords: Geothermal energy, cascade polygeneration, integration methodology, operation simulation, exergy and advanced exergoeconomics.

Objetivo

Realizar el análisis energético y exergoeconómico avanzado de una planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica de media y baja entalpía, para definir la metodología de integración de una planta de poligeneración utilizando los recursos geotérmicos de media y baja entalpía, para simular la operación de la planta de poligeneración y para identificar las oportunidades de mejora en el desempeño termodinámico y económico de la planta de poligeneración.

Objetivos específicos

1. Revisión de la literatura de sistemas de poligeneración en cascada geotérmica.
2. Definición y comparación termodinámica-económica de configuraciones para la integración de la planta de poligeneración utilizando los recursos geotérmicos en cascada. i) Análisis de alternativas para la configuración conceptual de la planta, ii) Definición preliminar de la planta de poligeneración y capacidades nominales, iii) Comparación termodinámica y económica de la planta de poligeneración con diferentes tecnologías candidatas para la generación de energía eléctrica.
3. Definición y características de la integración definitiva de la planta de poligeneración utilizando los recursos geotérmicos en cascada.
4. Simulación de la operación de la planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica en condiciones de diseño y fuera de diseño.
5. Identificación de oportunidades de mejora en el desempeño termoeconómico y económico de la planta de poligeneración mediante la aplicación del análisis exergético y exergoeconómico avanzado.

Hipótesis

Mediante el análisis energético y exergoeconómico avanzado aplicado a una planta de poligeneración se puede definir una metodología de integración de una planta de poligeneración utilizando los recursos geotérmicos de media y baja entalpía, se puede simular la operación de la planta de poligeneración realizando los modelos de diseño y fuera de diseño de los componentes de la planta en individual y acoplados de manera global a la planta de poligeneración. Mediante esta técnica también se puede identificar a través del análisis de exergía avanzado el potencial de mejora obteniendo las diferentes formas de destrucción de exergía, las posibles mejoras en las eficiencias de exergía, el potencial de mejoras en la producción del producto, las interacciones entre los componentes y el potencial de ahorro de energía de la planta de poligeneración. Adicionalmente, se pueden identificar a través de la combinación del análisis exergoeconómico avanzado, los componentes críticos que influyen en el desempeño termoeconómico de la planta, y se pueden evaluar las opciones para mejorar los aspectos económicos al determinar la reducción de costos debido a la destrucción de exergía evitable en los componentes e interacciones entre los componentes de la planta geotérmica en cascada.

Planteamiento del problema

Los recursos geotérmicos de media y baja entalpia son recursos energéticos abundantes en varias partes del mundo, sin embargo son utilizados o aprovechados escasamente para la generación de energía eléctrica. Los procesos que utilizan los recursos geotérmicos de mediana y baja entalpia de manera tradicional no son muy utilizados debido a su baja rentabilidad económica en cuestión de la generación eléctrica y generalmente desaprovechan una gran cantidad de energía útil, obteniendo rendimientos energéticos relativamente bajos. Los sistemas de poligeneración en cascada aprovechan de manera eficiente la energía geotérmica y no solamente se restringen a la producción eléctrica sino también se aplican en aplicaciones de usos directos. Desafortunadamente este tipo de sistemas prácticamente han sido muy poco utilizados. Aunado a lo anterior, no existe en la literatura información donde se defina una metodología de integración de este tipo de plantas, tampoco información sobre simulación de la operación de este tipo de plantas geotérmicas y todavía en menor medida proyectos donde se apliquen análisis energéticos en combinación con el análisis exergoeconómico avanzado para identificar el potencial de mejora obteniendo las diferentes formas de destrucción de exergía, las posibles mejoras en las eficiencias de exergía, el potencial de mejoras en la producción del productos, las interacciones entre los componentes, el potencial de ahorro de energía de la planta de poligeneración, los componentes críticos que influyen en el desempeño termoeconómico de la planta, las opciones para mejorar los aspectos económicos al determinar la reducción de costos debido a la destrucción de exergía evitable en los componentes e interacciones entre los componentes de la planta geotérmica en cascada. De manera general, los trabajos existentes se restringen a análisis por primera ley en combinación de estimaciones económicas no detalladas. Finalmente, tampoco existen proyectos donde se identifiquen los problemas técnicos, económicos, energéticos y exergéticos de este tipo de sistemas.

Justificación

Mediante la implementación de las plantas de poligeneración en cascada geotérmica se pueden aprovechar los recursos geotérmicos de media y baja entalpia para la generación de energía eléctrica y usos directos de manera económicamente rentable. Adicionalmente, mediante la implementación de este tipo de plantas se puede lograr una mejor utilización no solamente de los recursos geotérmicos de media y baja entalpia, sino también, de los recursos energéticos primarios. Lo que trae como resultado múltiples beneficios, no solo energéticos, sino económicos y ambientales. En relación a lo anterior y atendiendo a la problemática existente, mediante los análisis energéticos y exergoeconómicos avanzados aplicados a las plantas de poligeneración se logra identificar el potencial de mejora obteniendo las diferentes formas de destrucción de exergía, las posibles mejoras en las eficiencias de exergía, el potencial de mejoras en la producción de productos, las interacciones entre los componentes, el potencial de ahorro de energía de la planta de poligeneración, los componentes críticos que influyen en el desempeño termoeconómico de la planta, las opciones para mejorar los aspectos económicos al determinar la reducción de costos debido a la destrucción de exergía evitable en los componentes e interacciones entre los componentes de la planta geotérmica en cascada. En consecuencia y en relación a lo anterior, se logra tener la documentación de la metodología de integración, la simulación y la identificación de las oportunidades de mejoras termodinámicas y económicas de una planta de poligeneración mediante la ayuda del análisis exergoeconómico avanzado, lo cual hasta el momento no ha sido reportado.

Lista de Publicaciones

El desarrollo de esta tesis permitió reportar varios aspectos técnicos y científicos en las siguientes publicaciones:

- Ambriz-díaz, V. M., Rubio-Maya, C., & Lopez, A. (2017). Methodology for cascade integration of an experimental geothermal pilot plant, (March), 2–3.
<https://doi.org/10.13140/RG.2.2.33656.14080>
- Ambriz-Díaz, V. M., Rubio-Maya, C., Pacheco Ibarra, J. J., Galván González, S. R., & Martínez Patiño, J. (2017). Analysis of a sequential production of electricity, ice and drying of agricultural products by cascading geothermal energy. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(28), 18092–18102.
<https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.02.154>
- Ambriz-Díaz, V. M., Rubio-Maya, C., Ríos, P. T., Pacheco-Ibarra, J. J., & Belman-Flores, J. M. Analysis of simultaneous production of electricity, ice and dried products through geothermal cascade utilization. *ECRES*, (August), 1–6.
- Ambriz-Díaz, V. M., Rubio-Maya, C., Ruiz-Casanova, E., Martínez-Patiño, J., & Pastor-Martínez, E. (2020). Advanced exergy and exergoeconomic analysis for a polygeneration plant operating in geothermal cascade. *Energy Conversion and Management*, 203(October), 112227.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112227>
- Ambríz Díaz, V. M., Rubio Maya, C., Pacheco Ibarra, J. J., & Pastor Martínez, E. (2019). Análisis exergético convencional aplicado a una planta de poligeneración operando en cascada geotérmica. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, 20(3), 1–10.
<https://doi.org/10.22201/fi.25940732e.2019.20n3.035>

- Ambriz, V., & Rubio-Maya, C. (2017). Avoidable and unavoidable exergy analysis for a cascade geothermal plant producing electricity, cooling and useful heat (August).
- Rubio-Maya, C., Ambríz-Díaz, V. M., Ibarra, J. J. P., Gutierrez, H.C. (2017). Polygeneration plant using geothermal energy in cascade manner : progress of CeMIEGeo ' s project P16, (August), 2–3.
<https://doi.org/10.13140/RG.2.2.33601.25448>
- Pastor-Martinez, E., Rubio-Maya, C., Ambriz-Díaz, V. M., Belman-Flores, J. M., & Pacheco-Ibarra, J. J. (2018). Energetic and exergetic performance comparison of different polygeneration arrangements utilizing geothermal energy in cascade. *Energy Conversion and Management*, 168(January), 252–269.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.096>
- Rubio-Maya, C., Ambríz-Díaz, V. M., Pastor Martínez, E., & Belman-Flores, J. M. Cascade utilization of low and medium enthalpy geothermal resources - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 52(July 2016), 689–716.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.07.162>
- Rubio-Maya, Carlos, Pastor Martínez, E., Romero, C. E., Ambriz-Díaz, V. M., & Pacheco-Ibarra, J. J. (2016). Techno-economic assessment for the integration into a multi-product plant based on cascade utilization of geothermal energy. *Applied Thermal Engineering*, 108(July), 84–92.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.108>

Índice general

Prefacio	III
Dedicatoria	V
Agradecimientos	VII
Resumen	X
Abstract	XIV
Hipótesis	XIX
Planteamiento del problema	XXI
Justificación	XXIII
Lista de Publicaciones	XXVI
Índice general	XXXII
Índice de Figuras	XLI
Índice de Tablas	XLVI
1. Energía geotérmica: conceptos y utilización	1
1.1. La energía geotérmica	1
1.2. Áreas geotérmicas activas	3
1.3. Recursos y yacimientos geotérmicos	4
1.3.1. Recursos geotérmicos	4
1.3.2. Yacimientos geotérmicos	4

1.4.	Exploración de la energía geotérmica	5
1.5.	Potencial geotérmico mexicano	6
1.5.1.	Zona geotérmica de Ixtlán de los hervores	7
1.6.	Utilización de la energía geotérmica para la producción de electricidad	9
1.6.1.	Plantas binarias	10
1.6.2.	Sistemas avanzados de conversión de energía geotérmica	14
1.6.3.	Otros tipos de plantas geotérmicas	20
1.7.	Utilización de la energía geotérmica de manera directa	24
1.7.1.	Tecnologías de refrigeración activadas térmicamente	24
1.7.2.	Sistemas de deshidratación	32
1.7.3.	Otros usos directos de la energía geotérmica	39
1.8.	Utilización de la energía geotérmica en plantas combinadas de calor y electricidad	50
1.9.	Referencias	51
2.	Revisión de la literatura de sistemas en cascada geotérmica	61
2.1.	Concepto de la utilización en cascada	62
2.2.	Plantas de poligeneración en cascada geotérmica	64
2.2.1.	Clasificación por la aplicación práctica y conceptual de plantas de poligeneración en cascada	64
2.2.2.	Clasificación por la aplicación de análisis energéticos y económicos	82
2.2.3.	Clasificación por la aplicación de análisis exergéticos y exergoeconómicos	94
2.3.	Usos en cascada de la energía geotérmica alrededor del mundo en plantas de poligeneración	111
2.4.	Beneficios y ventajas de la utilización en cascada	118
2.4.1.	Influencia de los niveles térmicos y productos	119
2.4.2.	Tecnologías y arreglos	120
2.5.	Discusiones y comentarios finales	121
2.5.1.	Sobre la definición del concepto en cascada y beneficios	122
2.5.2.	Características de las plantas de poligeneración en cascada	123
2.5.3.	Utilización integral y plantas de poligeneración híbridas	123
2.5.4.	Otros beneficios y desventajas	124
2.6.	Áreas de oportunidad	124
2.7.	Referencias	126

3. Definición y comparación termodinámica-económica de configuraciones de plantas de poligeneración utilizando los recursos geotérmicos en cascada	133
3.1. Análisis de alternativas para la configuración conceptual de la planta	134
3.1.1. Características del fluido geotérmico de activación de la planta	134
3.1.2. Alternativas y metodologías de análisis para la integración conceptual	138
3.1.3. Modelado energético de alternativas conceptuales	139
3.1.4. Modelado económico de alternativas conceptuales	141
3.2. Definición preliminar de la planta de poligeneración y capacidades nominales	144
3.2.1. Descripción de subsistemas principales y configuración preliminar . .	145
3.2.2. Alternativas y definición de las capacidades nominales	146
3.2.3. Modos de operación de la planta de poligeneración	147
3.2.4. Modelo energético, ambiental y económico para la configuración preliminar	148
3.3. Comparación termodinámica y económica de la planta de poligeneración con diferentes tecnologías candidatas	153
3.3.1. Descripción de la planta con diferentes tecnologías candidatas para la generación de energía eléctrica	154
3.3.2. Definición de los escenarios de operación de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración	157
3.3.3. Modelo termodinámico	159
3.3.4. Modelo económico	173
3.4. Resultados y discusiones	177
3.4.1. Resultados de la configuración conceptual de la planta de poligeneración	177
3.4.2. Resultados de la configuración preliminar y capacidades nominales de la planta de poligeneración	180
3.4.3. Comparación termodinámica y económica de la planta de poligeneración con diferentes tecnologías candidatas para la generación de energía eléctrica acopladas	189
3.5. Conclusiones	205
3.6. Referencias	208
3.7. Nomenclatura	215
4. Definición y características de la integración definitiva de la planta de poligeneración utilizando los recursos geotérmicos en cascada	221
4.1. Descripción de la integración definitiva de la planta de poligeneración	222

4.1.1.	Descripción del subsistema ORC	225
4.1.2.	Descripción del subsistema TAR	227
4.1.3.	Descripción del subsistema DEH	231
4.1.4.	Descripción de la caldera auxiliar	232
4.1.5.	Descripción de la cámara de mezclado	236
4.1.6.	Descripción del HX-I	236
4.1.7.	Descripción del HX-II	238
4.1.8.	Descripción de la torre de enfriamiento	239
4.1.9.	Descripción de la cámara de almacenamiento	241
4.1.10.	Descripción de las bombas	241
4.2.	Consideraciones del lugar de instalación de la planta de poligeneración	242
4.2.1.	Descripción geotérmica y estudios previos	244
4.3.	Trabajos de adecuación para el montaje de equipos de la planta	246
4.4.	Integración y montaje de los subsistemas de la planta de poligeneración	250
4.4.1.	Del subsistema ORC	250
4.4.2.	Del subsistema TAR	252
4.4.3.	Del subsistema de deshidratación	255
4.4.4.	De caldera auxiliar	257
4.4.5.	De la cámara de mezclado	257
4.4.6.	Del HX-I	257
4.4.7.	Del HX-II	259
4.4.8.	De la torre de enfriamiento	259
4.4.9.	De la cámara de almacenamiento	260
4.4.10.	De las bombas	260
4.4.11.	De otros componentes auxiliares	264
4.5.	Planta de poligeneración integrada	274
4.5.1.	Descripción virtual de la planta de poligeneración integrada	274
4.5.2.	Descripción práctica de la planta de poligeneración integrada	274
4.6.	Discusiones y conclusiones	277
4.7.	Referencias	278
5.	Simulación de la operación de la planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica en condiciones de diseño y fuera de diseño	281
5.1.	Consideraciones generales para el modelado de la planta de poligeneración	282

5.2. Modelo de diseño y fuera de diseño (simulación) de la planta piloto experimental	287
5.2.1. Sistema de producción de potencia ORC-1	287
5.2.2. Sistema de producción de frío MEA-1	295
5.2.3. Cámara de conservación C-F	304
5.2.4. Sistema de deshidratación D-1	304
5.2.5. Sistema generador de calor GAC-1	305
5.2.6. Equipos intercambiadores de calor	307
5.2.7. Cámara de mezclado TD-1	309
5.2.8. Torre de enfriamiento TE-1	310
5.2.9. Sistemas de bombeo de la planta piloto	310
5.3. Resultados y discusiones	311
5.3.1. Sistema de producción de potencia ORC	311
5.3.2. Sistema de producción de frío MEA	317
5.3.3. Sistema de deshidratación	322
5.3.4. Generales de la planta piloto experimental	323
5.4. Conclusiones	327
5.5. Referencias	328
5.6. Nomenclatura	330
6. Identificación de oportunidades mediante la aplicación del análisis exergético y exergoeconómico avanzado	333
6.1. Descripción del esquema de la planta de poligeneración simplificado	334
6.2. Modelos termodinámicos	335
6.2.1. Modelado energético	337
6.2.1.1. Modelado de los intercambiadores de calor	337
6.2.1.2. Modelado de la cámara de conservación (cuarto frío)	338
6.3. Modelado exergético	339
6.3.1. Enfoque exergético convencional	340
6.3.2. Enfoque exergético avanzado	342
6.4. Modelado económico	343
6.4.1. Enfoque exergoeconómico convencional	344
6.4.1.1. Costo de inversión de los componentes principales	344
6.4.1.2. Costo de inversión de los componentes auxiliares	345
6.4.1.3. Factor de recuperación de capital	346

6.4.1.4. Tasa de costo	346
6.4.1.5. Balance de costo	346
6.4.1.6. Evaluación termoeconómica	347
6.4.2. Enfoque exergoeconómico avanzado	348
6.5. Resultados y discusiones	349
6.5.1. Análisis de energía	349
6.5.2. Análisis de exergía	351
6.5.2.1. Análisis exergético convencional	351
6.5.2.2. Análisis exergético avanzado	354
6.5.3. Análisis económico	358
6.5.3.1. Análisis exergoeconómico convencional	358
6.5.3.2. Análisis exergoeconómico avanzado	360
6.6. Conclusiones	362
6.7. Referencias	362
6.8. Nomenclatura	365
7. Observaciones finales, conclusiones, perspectivas y recomendaciones	369

Índice de figuras

1.1. Capas de la tierra, profundidades y temperaturas típicas.	2
1.2. Áreas geotérmicas activas en el mundo.	3
1.3. Configuración de ciclo Rankine orgánico simple.	11
1.4. Configuración de ciclo Kalina.	12
1.5. Ciclo combinado de potencia y enfriamiento.	14
1.6. Integración de un sistema híbrido de simple y doble flash.	16
1.7. Plantas combinadas de simple y doble flash.	17
1.8. Planta geotérmica flash-binaria.	18
1.9. Sistemas de sobrecalentamiento fósil.	19
1.10. Sistema híbrido geotérmico-geopresión.	20
1.11. Planta geotérmica de simple flash.	21
1.12. Planta geotérmica de doble flash.	23
1.13. Planta geotérmica de vapor seco.	24
1.14. Configuración de una máquina de absorción de simple efecto de LiBr-H ₂ O.	27
1.15. Configuración mejorada de la máquina de absorción de simple efecto.	28
1.16. Configuración simple de una máquina de absorción de medio efecto.	29
1.17. Configuración de la máquina de refrigeración por absorción de doble efecto.	30
1.18. Configuración de la máquina de absorción de triple efecto.	31
1.19. Configuración de la máquina de absorción GAX.	32
1.20. Intercambiador de calor geotérmico de régimen agua-aire.	34
1.21. Procesos de secado de granos, frutas y verduras.	35
1.22. Secador de cámara o de bandejas	37
1.23. Secador de túnel.	37
1.24. Secador de banda transportadora.	38
1.25. Secador de tambor.	39
1.26. Secador neumático.	40

1.27. Circuitos en la calefacción de invernaderos.	41
1.28. Arreglos para calentamiento de suelos en invernaderos.	42
1.29. Cultivo de peces mediante calor residual de una planta geotérmica.	44
1.30. Pasteurización mediante energía geotérmica.	45
1.31. Depósito de calentamiento de doble concha con tubos en espiral entre las conchas.	47
1.32. Tanque de calentamiento con espiral interno.	47
1.33. Procesos de evaporación y destilación.	48
1.34. Esquema típico de pre-procesamiento de alimentos mediante energía geotérmica.	49
1.35. Planta geotérmica de calor y electricidad.	51
2.1. Configuraciones de los sistemas de poligeneración en cascada.	62
2.2. Esquema conceptual del uso en cascada de la energía geotérmica.	63
2.3. Esquema del uso en la energía geotérmica en Eburru, adaptada de [9].	65
2.4. Sistema en cascada de Fairbanks.	67
2.5. Arreglo de la recuperación de calor	68
2.6. Sistema esquemático del proyecto Canby, California.	69
2.7. Diagrama conceptual de uso geotérmico en cascada para el caso Maguarichi.	70
2.8. Diagrama esquemático de la planta en cascada ubicada en Tailandia.	71
2.9. Planta geotérmica de Neustadt-Glewe para proporcionar calefacción de distrito y generación eléctrica.	72
2.10. Sistema de suministro combinado de electricidad y calor para la ciudad de Altheim.	73
2.11. Esquema de funcionamiento de Geiberg.	74
2.12. Esquema de uso en cascada mediante bombas de calor.	75
2.13. Planta Nesjavellir que suministra electricidad y calefacción de distrito a la ciudad de Reykjavik.	76
2.14. Ampliación del uso de calor geotérmico para Húsavik.	77
2.15. Húsavik, diagrama del uso múltiple de la energía geotérmica.	78
2.16. Diagrama de flujo de la planta de energía Svartsengi.	78
2.17. Esquema de recuperación de calor en la planta de potencia.	79
2.18. Esquema con incorporación de uso en cascada del agua geotérmica.	80
2.19. Sistema de utilización de la energía geotérmica en Geothermal Laboratory PAS MEERI.	81
2.20. Esquema en cascada para el distrito de Iosia, Oradea	82

2.21. Diseño simplificado de la relación entre la energía geotérmica para el complejo Kawerau.	83
2.22. Detalles del uso en cascada dentro del complejo Kawerau.	83
2.23. Diagrama del uso múltiple de la energía geotérmica en Rumania.	85
2.24. Disposición de los usos en cascada del agua geotérmica en la Universidad de Oradea.	86
2.25. Diagrama de la instalación existente y perspectivas.	87
2.26. Diagrama de bloques del centro termal de la planta piloto.	88
2.27. Sistema de poligeneración activado con energía geotérmica y energía solar.	89
2.28. Sistema de poligeneración en cascada para una isla del mediterráneo.	89
2.29. Sistema de poligeneración geotérmico-solar.	90
2.30. Diagrama del sistema en cascada basado en ORC.	91
2.31. Diagrama del sistema en cascada basado en KAC.	92
2.32. Propuesta simplificada del uso en cascada en Albania.	93
2.33. Sistema integrado para generación de electricidad, calefacción, refrigeración y agua caliente	95
2.34. Descripción del sistema de poligeneración en cascada geotérmico-solar.	96
2.35. Sistema geotérmico con producción simultánea de electricidad, calefacción e hidrógeno.	97
2.36. Utilización en cascada de la energía geotérmica en Torre Alfina	98
2.37. Sistema de poligeneración con un ORC para producir electricidad.	99
2.38. Sistema de poligeneración con un KAC para producir electricidad.	99
2.39. Producción en cascada de electricidad y frío.	100
2.40. Sistema integrado de utilización en cascada de agua geotérmica.	101
2.41. Uso en cascada de la energía geotérmica en la producción de electricidad y un campo de petróleo.	102
2.42. Sistema en cascada con ciclo Kalina y producción de petróleo crudo.	103
2.43. Sistema novedoso de producción de electricidad y enfriamiento, simultáneamente.	104
2.44. Sistema con capacidad de producción de electricidad, agua caliente y agua fresca.	105
2.45. Sistema de generación combinada de potencia y enfriamiento.	106
2.46. Sistemas combinados de calefacción y energía para la fuente geotérmica de Sabalan, Irán.	107
2.47. Sistema de poligeneración impulsado por una fuente geotérmica y gas natural.	108
2.48. Sistema de poligeneración de potencia e hidrogeno.	109
2.49. Ciclo con capacidad de producir enfriamiento y electricidad.	110

2.50. Sistema combinado de enfriamiento y energía.	111
2.51. Sistema integrado mediante recurso geotérmico.	112
2.52. Ejemplo de diferentes tecnologías y disposiciones de un sistema cascada.	121
3.1. Implementación en forma de cascada, A1.	136
3.2. Implementación en forma de cascada, A2.	137
3.3. Implementación en forma de cascada, A3.	137
3.4. Código de alternativas y tecnologías empleadas en cada caso.	138
3.5. Alternativas de integración de los recursos geotérmico.	139
3.6. Configuración en cascada con una máquina de absorción de simple efecto en el segundo nivel térmico.	146
3.7. Recursos geotérmicos y alternativas S1 a S5.	147
3.8. Modos de operación de la planta en cascada geotérmica.	148
3.9. Descripción general de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración.	155
3.10. Descripción a detalle de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración.	158
3.11. Temperatura de condensación de los ciclos ORC, KAC y GOC en función de la presión.	159
3.12. Comportamientos típicos de alternativas integradas.	181
3.13. Rendimiento y configuración preliminar de la planta de poligeneración en cascada.	183
3.14. Productos de la planta de poligeneración acoplada a los ciclos ORC, KAC y GOC bajo los diferentes escenarios.	195
3.15. Destrucción de exergía de los componentes de los ciclos ORC, KAC y GOC.	197
3.16. Desempeño termodinámico por primera y segunda ley de la termodinámica.	199
3.17. Costos de inversión de los diferentes componentes de los ciclos termodinámicos.	202
3.18. Resultados de la viabilidad económica de la planta de poligeneración.	205
4.1. Diagrama conceptual a nivel componentes de la planta piloto experimental.	223
4.2. Diagrama detallado de a nivel tecnologías de la planta piloto experimental.	224
4.3. ORC ENOGIA ENO-40LT.	225
4.4. Recomendaciones de las conexiones para el correcto funcionamiento del ORC.	226
4.5. Máquina de enfriamiento THERMAX.	228
4.6. Principio de operación.	228

4.7. Representación esquemática de la máquina THERMAX.	229
4.8. Proceso de deshidratación y acoplamiento del deshidratador.	232
4.9. Bandejas del deshidratador.	233
4.10. Características generales del deshidratador.	233
4.11. Elementos estructurales del deshidratador.	234
4.12. Caldera y componentes.	234
4.13. Diagrama de flujo de la caldera.	235
4.14. Características de interconexión del intercambiador principal.	237
4.15. Intercambiador de calor entre ORC y máquina de absorción.	238
4.16. Principio de trabajo.	239
4.17. Especificación de dimensiones y conexiones.	239
4.18. Curvas de operación de la bomba.	241
4.19. Delimitación de la zona geotérmica de Ixtlán de los Hervores.	243
4.20. Ubicación de los pozos geotérmicos de Ixtlán de los Hervores.	245
4.21. Polígono real del terreno para la instalación de la planta experimental.	245
4.22. Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración I (Proyecto Cemie-Geo P16).	246
4.23. Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración I (Proyecto Cemie-Geo P16).	246
4.24. Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración III (Proyecto Cemie-Geo P16).	247
4.25. Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración IV (Proyecto Cemie-Geo P16).	247
4.26. Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración V (Proyecto Cemie-Geo P16).	247
4.27. Condiciones de la red eléctrica.	248
4.28. Centros de carga del suministro eléctrico al balneario de Ixtlán de los Hervores.	249
4.29. Parte del cableado de la interconexión de la planta de poligeneración (Proyecto Cemie-Geo P16).	249
4.30. Transformador de voltaje de la planta de poligeneración.	250
4.31. Montaje del ORC en cimentación (Proyecto Cemie-Geo P16).	251
4.32. Conexiones del agua de enfriamiento y agua caliente del ORC (Proyecto Cemie-Geo P16).	251
4.33. Acoplamiento de ORC con el circuito de agua de enfriamiento y agua caliente (Proyecto Cemie-Geo P16).	252

4.34. ORC con circuitos de agua fría y agua caliente (Proyecto Cemie-Geo P16).	252
4.35. Conexión del circuito de agua de enfriamiento (tubería azul).	253
4.36. Conexiones del circuito de agua fría (Proyecto Cemie-Geo P16).	253
4.37. Montaje final de la máquina THERMAX I (Proyecto Cemie-Geo P16).	254
4.38. Montaje final de la máquina THERMAX II (Proyecto Cemie-Geo P16).	254
4.39. Máquina de hielo tubular y características generales.	255
4.40. Máquina de hielo tubular (Proyecto Cemie-Geo P16).	255
4.41. Montaje de deshidratador en planta de poligeneración (Proyecto Cemie-Geo P16).	256
4.42. Montaje final del deshidratador en planta de poligeneración (Proyecto Cemie-Geo P16).	256
4.43. Integración de la caldera auxiliar e instrumentación (Proyecto Cemie-Geo P16).	257
4.44. Integración de la caldera auxiliar e instrumentación (vista 2).	257
4.45. Cámara de mezclado en planta de poligeneración (Proyecto Cemie-Geo P16).	258
4.46. Acoplamiento de intercambiador de calor principal (Proyecto Cemie-Geo P16).	258
4.47. Acoplamiento del intercambiador de calor de placas I (Proyecto Cemie-Geo P16).	259
4.48. Acoplamiento de intercambiador de calor de placas II (Proyecto Cemie-Geo P16).	260
4.49. Acoplamiento de la torre de enfriamiento en planta de poligeneración I (Proyecto Cemie-Geo P16).	261
4.50. Acoplamiento de la torre de enfriamiento II (Proyecto Cemie-Geo P16).	261
4.51. Suministro de agua de reposición en torre de refrigeración (Proyecto Cemie-Geo P16).	262
4.52. Purga de torre de refrigeración (Proyecto Cemie-Geo P16).	262
4.53. Cámara de almacenamiento I (Proyecto Cemie-Geo P16).	263
4.54. Cámara de almacenamiento II (Proyecto Cemie-Geo P16).	263
4.55. Acoplamiento de la bomba de alta temperatura (Proyecto Cemie-Geo P16).	264
4.56. Montaje preliminar de la bomba centrífuga de 15 HP (Proyecto Cemie-Geo P16).	265
4.57. Válvulas implementadas en intercambiador de placas Sondex (Proyecto Cemie-Geo P16).	265
4.58. Válvulas implementadas en el módulo ORC (Proyecto Cemie-Geo P16).	266
4.59. Válvulas implementadas en máquina THERMAX (Proyecto Cemie-Geo P16).	266

4.60. Válvulas implementadas en intercambiador de placas Dhimex (Proyecto Cemie-Geo P16).	267
4.61. Válvula del circuito de agua de enfriamiento (Proyecto Cemie-Geo P16). . .	267
4.62. Detector de temperatura (Proyecto Cemie-Geo P16).	268
4.63. Interconexión de los registradores de presión y el módulo de control II (Proyecto Cemie-Geo P16).	269
4.64. Interconexión de los registradores de presión y el módulo de control III (Proyecto Cemie-Geo P16).	269
4.65. Registradores de temperatura y presión de caldera auxiliar I (Proyecto Cemie-Geo P16).	270
4.66. Registradores de temperatura y presión de caldera auxiliar II (Proyecto Cemie-Geo P16).	270
4.67. Registradores de temperatura del módulo ORC (Proyecto Cemie-Geo P16). .	271
4.68. Registradores de temperatura y presión de máquina THERMAX (Proyecto Cemie-Geo P16).	272
4.69. Registrador de presión en máquina THERMAX (Proyecto Cemie-Geo P16). .	272
4.70. Registrador de temperatura en módulo de deshidratación (Proyecto Cemie-Geo P16).	273
4.71. Adaptación de los medidores de temperatura y presión (Proyecto Cemie-Geo P16).	273
4.72. Adaptación de bombas y medidores de presión y temperatura (Proyecto Cemie-Geo P16).	274
4.73. Transformador de voltaje.	275
4.74. Vista virtual de los equipos y configuración en campo de la planta experimental (Proyecto Cemie-Geo P16).	275
4.75. Vista en planta y acotaciones de tuberías y conexiones (Proyecto Cemie-Geo P16).	276
4.76. Montaje final de la planta de poligeneración I (Proyecto Cemie-Geo P16). . .	277
4.77. Montaje final de la planta de poligeneración II (Proyecto Cemie-Geo P16). .	277
4.78. Montaje final de la planta de poligeneración III (Proyecto Cemie-Geo P16). .	278
5.1. Configuración de arreglo de componentes del ORC.	288
5.2. Diagrama Temperatura-Entropía (T-s) del ORC incluyendo el acoplamiento con la fuente calor y la fuente de enfriamiento.	289
5.3. Diagrama de temperaturas del evaporador.	290

5.4. Diagrama de temperaturas del condensador.	290
5.5. Configuración del ciclo de refrigeración por absorción MEA-1.	295
5.6. Diagrama P-T de la MEA-1.	296
5.7. Diagrama de temperaturas del generador.	297
5.8. Diagrama de temperaturas del condensador.	298
5.9. Diagrama de temperaturas del evaporador.	298
5.10. Diagrama de temperaturas del absorbedor.	299
5.11. Diagrama de temperaturas del HX.	300
5.12. Perfil de temperaturas del IC-1.	307
5.13. Perfil de temperaturas en el IC-2.	308
5.14. Potencia del ORC en función de la temperatura de activación.	314
5.15. Temperaturas en el ORC en función de la temperatura de activación.	314
5.16. Flujos de calor en el ORC en función de la temperatura de activación.	315
5.17. Potencia del ORC en función de la temperatura de enfriamiento.	316
5.18. Temperaturas del ORC en función de la temperatura de enfriamiento.	316
5.19. Flujos de calor en el ORC en función de la temperatura de enfriamiento.	317
5.20. Eficiencia del ORC en función de la temperatura de activación y de enfriamiento.	318
5.21. Flujos de calor en la MEA en función de la temperatura de activación.	319
5.22. Temperaturas de la MEA en función de la temperatura de activación.	320
5.23. Flujos de calor en la MEA en función de la temperatura de enfriamiento.	321
5.24. Temperaturas en la MEA en función de la temperatura de enfriamiento.	321
5.25. Coeficiente de operación en función de la temperatura de activación y de enfriamiento.	322
5.26. Flujo de calor y masa de deshidratación en función de la temperatura.	323
5.27. Productos de la planta de poligeneración en función de la temperatura de activación.	324
5.28. Eficiencia del ORC y MEA en función de la temperatura de activación.	324
5.29. Temperaturas de la planta piloto en los diferentes niveles térmicos.	325
5.30. Productos de la planta piloto en función de la temperatura de enfriamiento.	326
5.31. Eficiencia del ORC y MEA en función de la temperatura de enfriamiento.	326
5.32. Temperaturas del circuito de enfriamiento en función de la temperatura ambiente.	327
5.33. Temperaturas del circuito de agua fría en función de la temperatura ambiente.	328
6.1. Planta de poligeneración, concepto en cascada y componentes.	335

6.2. Componentes de la planta geotérmica en cascada y circuitos de fluido.	336
6.3. Diagrama simplificado de la planta de poligeneración.	341
6.4. Destrucciones de exergía en el análisis exergético avanzado.	344
6.5. Flujos de energía para las condiciones reales, ideales e inevitables.	351
6.6. Costos de inversion de los componentes de la planta de poligeneración.	359

Índice de tablas

1.1. Estimaciones del potencial geotérmico en México.	8
2.1. Clasificación conceptual y práctica de plantas de poligeneración en cascada. .	113
2.2. Clasificación conceptual y práctica de plantas de poligeneración en cascada. .	114
2.3. Clasificación por la aplicación de análisis de energía de plantas de poligeneración en cascada.	115
2.4. Clasificación por la aplicación en conjunto de análisis energético y económico en plantas de poligeneración.	116
2.5. Clasificación por la aplicación de análisis exergético en plantas de poligeneración.	116
2.6. Clasificación por la aplicación de análisis exergético y económico (no exergoeconómico) en plantas de poligeneración.	117
2.7. Clasificación por la aplicación de análisis exergoeconómico en plantas de poligeneración en cascada.	118
2.8. Evaluación de beneficios del sistema con diferentes niveles y productos. . . .	120
2.9. Evaluación de beneficios para diferentes tecnologías y arreglos.	121
3.1. Escenarios de operación de los ciclos ORC, KAC y GOC.	159
3.2. Ecuaciones del análisis de energía, masa y destrucción de exergía para el ORC.	163
3.3. Ecuaciones del análisis de destrucción de exergía para el ORC.	163
3.4. Ecuaciones del análisis masa y de energía para el KAC.	163
3.5. Ecuaciones del análisis de destrucción de exergía para el KAC.	164
3.6. Ecuaciones del análisis de masa y energía para el GOC.	164
3.7. Ecuaciones del análisis de destrucción de exergía para el GOC.	165
3.8. Ecuaciones del balance de masa y energía para el AC.	166
3.9. Ecuaciones del balance de destrucción de exergía para el AC.	166
3.10. Parámetros para estimar el rendimiento termodinámico.	169

3.11. Balances de energía de los intercambiadores de calor del ORC por el enfoque UA.	170
3.12. Balances de energía de los intercambiadores de calor del KAC por el enfoque UA.	170
3.13. Balances de energía de los intercambiadores de calor del GOC por el enfoque UA.	170
3.14. Balances de energía de los intercambiadores de calor del AC por el enfoque UA.	171
3.15. Ecuaciones de costo para los diferentes componentes de los ciclos ORC, GOC, KAC.	174
3.16. Productos de sistemas integrados basados en la alternativa A1101.	178
3.17. Productos de sistemas integrados basados en la alternativa A2202.	179
3.18. Resultados para todas las alternativas considerando una potencia de 125 kW _e .	182
3.19. Comparativa del desempeño energético y económico de las diferentes alternativas con aguacate deshidratado.	185
3.20. Comparativa del desempeño energético y económico de las diferentes alternativas con chile deshidratado.	186
3.21. Comparativa del desempeño energético y económico de las diferentes alternativas con tomate deshidratado.	187
3.22. Comparación de modos de operación para las diferentes alternativas.	188
3.23. Emisiones de CO ₂ evitadas para el sistema en cascada para los diferentes modos de operación.	189
3.24. Estados termodinámicos de la planta de poligeneración con ORC.	191
3.25. Estados termodinámicos de la planta de poligeneración con KAC I.	192
3.26. Estados termodinámicos de la planta de poligeneración con KAC II.	193
3.27. Estados termodinámicos de la planta de poligeneración con GOC.	194
3.28. Resultados del análisis de energía para los ciclos ORC, KAC y GOC en kW.	195
3.29. Resultados del análisis de energía para el AC acoplado a los ciclos KAC y ORC en kW.	195
3.30. Relaciones de destrucción de exergía de la planta de poligeneración.	198
3.31. Parámetros de transferencia de calor de los equipos intercambiadores de calor.	200
3.32. Costos de inversión para el ciclo de absorción, en USD.	202
3.33. Relación de costos de la planta de poligeneración.	203
3.34. Resultados del análisis económico; costos de inversión, beneficios e indicadores económicos.	204

4.1. Módulo ORC ENO-40LT.	225
4.2. Circuito de agua fría.	230
4.3. Circuito de refrigeración de agua.	230
4.4. Circuito de agua caliente.	230
4.5. Datos físicos.	231
4.6. Datos eléctricos.	231
4.7. Componentes de la caldera.	235
4.8. Especificaciones generales de la torre de enfriamiento.	240
4.9. Equipo mecánico de la torre de enfriamiento.	240
4.10. Características de acoplamiento de la bomba.	242
4.11. Coordenadas de instalación de la planta de poligeneración	243
5.1. Balances de masa y energía del sistema de producción de potencia.	292
5.2. Parámetros de rendimiento termodinámico.	292
5.3. Balances de energía de los intercambiadores de calor por el enfoque UA.	293
5.4. Balances de energía del proceso de transferencia de calor en evaporador y condensador.	293
5.5. Ecuaciones de masa y energía del sistema de producción de frío.	301
5.6. Balances de energía de los intercambiadores de calor de la MEA-1 por el enfoque UA.	302
5.7. Flujos de energía en el ORC-1.	312
5.8. Parámetros del rendimiento termodinámico del ORC-1.	312
5.9. Parámetros de transferencia de calor del ORC-1.	312
5.10. Proceso de transferencia de calor en evaporador y condensador.	313
5.11. Flujos de energía en la MEA.	318
5.12. Parámetros de transferencia de calor de la MEA.	318
6.1. Ecuaciones de energía y los parámetros de rendimiento energético	337
6.2. Proceso de transferencia de calor en el HX-I y HX-II.	338
6.3. Ecuaciones del modelo de transferencia de calor.	338
6.4. Ecuaciones del balance de exergía.	342
6.5. Ecuaciones del análisis exergético avanzado.	343
6.6. Parámetros de entrada para las condiciones ideales, reales e inevitables.	343
6.7. Ecuaciones del balance exergoeconómico y ecuaciones auxiliares de los componentes de la planta de poligeneración.	347

6.8. Ecuaciones de costo para las fracciones de destrucción de exergía.	349
6.9. Propiedades termofísicas en condiciones reales y resultados exergéticos y exergoeconómicos.	350
6.10. Resultados del análisis exergético convencional en condiciones reales, ideales e inevitables (kW y %).	353
6.11. Fracciones de destrucción de exergía I.	356
6.12. Fracciones de destrucción de exergía II.	357
6.13. Resultados del análisis exergoeconómico de la planta de poligeneración. . . .	360
6.14. Resultados del análisis exergoeconómico avanzado.	361

Capítulo 1

Energía geotérmica: conceptos y utilización

En este Capítulo 1, se presentan los principales conceptos y utilización de la energía geotérmica relacionados con este trabajo. Primeramente de la Sección 1.1 a la Sección 1.3, se presentan los conceptos de energía geotérmica, las áreas geotérmicas activas, los recursos y yacimientos geotérmicos y la exploración de la energía geotérmica. En la Sección 1.4, se muestra el potencial geotérmico mexicano, enfocado principalmente a la zona geotérmica de Ixtlán de los Hervores, que es el lugar donde se encuentra instalada la planta de poligeneración y que describirá con más detalle en el Capítulo 4. Posteriormente se presenta en la Sección 1.6, la utilización de la energía geotérmica para la producción de electricidad. Se presenta la descripción de las plantas binarias, la descripción de los sistemas avanzados de conversión de energía geotérmica a energía eléctrica y la descripción de las plantas geotérmicas tradicionales. En la Sección 1.7, se presentan los usos directos de la energía geotérmica, enfocándose principalmente a la generación de frío y la utilización de la energía geotérmica en procesos de deshidratación. Finalmente, en la Sección 1.8, se presentan las plantas geotérmicas combinadas de calor y electricidad, haciendo una predefinición de las plantas geotérmicas en cascada que se abordan en el Capítulo 2.

1.1. La energía geotérmica

La energía geotérmica es un recurso limpio, sostenible y renovable que proporciona energía utilizando el calor derivado de la tierra [1], y se puede definir como la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la tierra [2]. Los elementos radiactivos

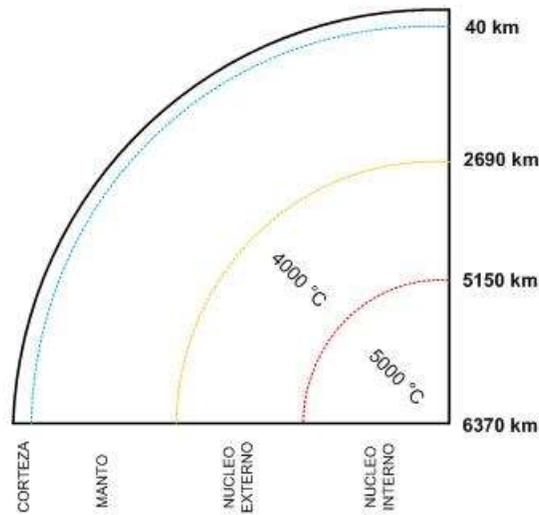


Figura 1.1: Capas de la tierra, profundidades y temperaturas típicas.

dentro de la tierra liberan calor a temperaturas muy altas, que aumentan dependiendo de la distancia desde la superficie de la tierra [3]. Debido al calor interno, el flujo de calor de la superficie de la tierra promedio es de alrededor de 82 MW/m^2 [4]. Se estima que la temperatura del núcleo de la tierra es de aproximadamente $5,000 \text{ }^\circ\text{C}$, y el núcleo externo es de aproximadamente $4,000 \text{ }^\circ\text{C}$, una temperatura similar a la de la superficie del sol (Figura 1.1). La energía geotérmica engloba el calor almacenado en rocas, suelos y aguas subterráneas, cualquiera que sea su temperatura, profundidad y procedencia.

Desde la capa más externa del globo (corteza) se aprecia el incremento de temperatura que se experimenta al penetrar hacia las partes interiores de la misma debido al calor que la Tierra desprende hacia su exterior. Este incremento de la temperatura es lo que se conoce como gradiente geotérmico. El gradiente geotérmico observado en la mayor parte del globo es de unos $2.5 - 3 \text{ }^\circ\text{C}$ cada cien metros. Es decir, que a medida que se profundiza en el interior de la corteza, la temperatura se va incrementando a un ritmo de unos $25 \text{ a } 30 \text{ }^\circ\text{C}$ cada mil metros [5]. Es lo que se conoce como gradiente geotérmico normal. En regiones muy delimitadas y específicas del globo, el gradiente es muy superior al gradiente normal (ver, Figura 2). Por otra parte, se trata de regiones de gradiente geotérmico anómalo en las que el incremento de temperatura con la profundidad es muy superior a los $3 \text{ }^\circ\text{C}/100 \text{ m}$ [6]. Estas regiones se sitúan sobre áreas geológicamente activas de la corteza terrestre (ver Figura 1.2).

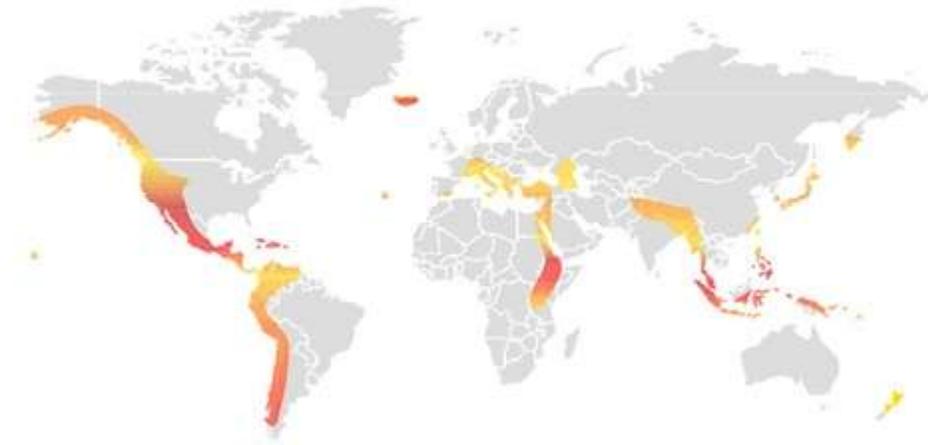


Figura 1.2: Áreas geotérmicas activas en el mundo.

1.2. Áreas geotérmicas activas

Los geólogos usan muchos métodos para encontrar reservorios geotérmicos. Estudian fotografías aéreas y mapas geológicos. Analizan la química de las fuentes de agua locales y la concentración de metales en el suelo. Pueden medir variaciones en la gravedad y los campos magnéticos. Sin embargo, la única forma en que pueden estar seguros de que hay un depósito geotérmico es perforando un pozo exploratorio [4]. Las regiones geotérmicas más calientes se encuentran a lo largo de los límites de placas principales donde se concentran los terremotos y volcanes. La mayor parte de la actividad geotérmica del mundo ocurre en un área conocida como el Anillo de Fuego, que rodea el Océano Pacífico y está limitada por Indonesia, Filipinas, Japón, las Islas Aleutianas, América del Norte, América Central y América del Sur [5]. Sin embargo, el anillo de fuego del pacífico, no es el único lugar que cuenta con actividad geotérmica en el mundo. La Figura 1.2, muestra de manera general los países en el mundo que cuentan con recursos geotérmicos activos.

Por otra parte, la energía geotérmica generalmente permanece bajo tierra, pero a veces llega a la superficie como fuentes termales y géiseres, o volcanes y fumarolas (agujeros creados cuando se liberan gases volcánicos), particularmente en los campos geotérmicos de alta temperatura ubicados a lo largo de los límites de las placas principales [7]. Una importante fuente explotable de energía geotérmica son los depósitos que se forman bajo tierra cuando el agua subterránea atrapada a lo largo de las líneas de falla, las fracturas en las rocas y las rocas porosas se calientan por el magma que ha sido empujado hacia arriba desde el núcleo

de la tierra. Los geólogos que buscan estos recursos hidrotermales generalmente tienen que perforar pozos profundos para encontrarlos [8].

1.3. Recursos y yacimientos geotérmicos

1.3.1. Recursos geotérmicos

Los recursos geotérmicos son una concentración de calor que existe en la corteza terrestre en forma y cantidad tales que su extracción económica es actual o potencialmente posible. Es decir, tan sólo la fracción de calor del globo, que las técnicas que en cada momento estén disponibles permitan un aprovechamiento en condiciones económicas adecuadas, se considera como recurso geotérmico. En principio, para que la energía pueda ser aprovechada se necesita que se acumule en algún cuerpo del interior de la corteza. La forma más común de concentración es en el agua que rellena los poros y huecos de las formaciones rocosas que constituyen la litosfera y actúa como captor y transmisor de la energía geotérmica. El agua contenida en la “esponja” que constituyen ciertos materiales geológicos permeables, adquiere los niveles energéticos (temperatura y presión) que la energía proveniente del interior del globo le transfiere. Como consecuencia de las condiciones termodinámicas del sistema agua roca, el agua adquiere características químicas específicas determinadas por el equilibrio físico-químico que se produce en el interior de la litosfera, enriqueciéndose en sales minerales provenientes de la disolución del esqueleto rocoso que le alberga. De esta forma, el agua (fluido geotérmico) cargada en sales minerales en condiciones de presión y temperatura adecuadas, sirve de vehículo para el aprovechamiento de la energía proveniente del subsuelo [5].

1.3.2. Yacimientos geotérmicos

Cuando se dan las circunstancias adecuadas para que unos materiales permeables llenos de agua intercepten el flujo de calor desde el interior del globo, y a su vez estos materiales se encuentren suficientemente “sellados” en su parte inferior y superior por materiales impermeables, se dan las condiciones favorables para la existencia de un yacimiento geotérmico. Se conoce así como yacimiento geotérmico, al espacio de la corteza terrestre en el que se localizan materiales permeables que albergan un recurso geotérmico susceptible de ser aprovechado por el hombre.

Los yacimientos geotérmicos convencionales se clasifican de acuerdo con los niveles energéticos de los recursos que albergan, es decir, de los fluidos en ellos contenidos. Por lo tanto

se pueden clasificar en [5,9,10]:

- **Yacimientos de alta entalpía.** En los que se cumplen las condiciones clásicas de existencia de un yacimiento y el foco de calor permite que el fluido se encuentre en condiciones de presión y alta temperatura (superior al menos a los 150 °C). Las características termodinámicas del fluido permiten su aprovechamiento para producción de electricidad.
- **Yacimientos de media entalpía.** En los que los fluidos se encuentran a temperaturas situadas entre los 100 y los 150 °C, lo que permite su uso para producción de electricidad mediante ciclos binarios que, en general, tienen bajos rendimientos.
- **Yacimientos de baja entalpía.** Cuando la temperatura del fluido es inferior a los 100 °C y su aplicación son los usos directos del calor (calefacción, procesos industriales y usos en balneoterapia).

En general, los yacimientos de alta entalpía se localizan en zonas de flujo de calor anómalo, mientras que los de baja entalpía corresponden a zonas estables de la corteza, con flujos de calor y gradientes geotérmicos normales que aprovechan los fluidos calientes contenidos en acuíferos profundos, en general sin cobertera impermeable. Tal como se ha expresado, el nivel térmico del fluido condiciona claramente su aprovechamiento. En los casos de yacimientos de baja entalpía su utilización más habitual es la calefacción de viviendas y locales cuando las temperaturas se sitúan entre 50 y 100 °C. Los fluidos con temperaturas inferiores suelen ser utilizados en instalaciones balnearias, ya que su nivel térmico no permite, en general, su uso en sistemas convencionales de calefacción de viviendas, si bien pueden ser utilizados para otros usos (calefacción de invernaderos, etc.) [5].

1.4. Exploración de la energía geotérmica

El principal propósito de la exploración de una zona geotérmica es definir su tamaño, forma y estructura y determinar sus características, como son: el tipo de fluido, su temperatura, composición química y su capacidad de producir energía. La preparación de la exploración de energía geotérmica se divide en cinco fases [3]:

- **Exploración de superficie en primera fase.** Los métodos de exploración comúnmente utilizados y de costo relativamente bajo son el mapeo geotérmico y geológico, el levantamiento geofísico y el levantamiento geoquímico, incluido el muestreo y el análisis de las salidas naturales.

- **Perforación exploratoria de primera fase.** Si la exploración de la superficie de la primera fase produce resultados positivos, el siguiente paso es demostrar la existencia de un yacimiento geotérmico mediante perforación y pruebas. Aunque el costo de esta fase es más alto que el de la exploración de superficie, se obtiene más información sobre el campo geotérmico y la presión, temperatura y composición química de los recursos geotérmicos. Normalmente, se perforan de tres a seis pozos durante esta fase para realizar la exploración.
- **Exploración de la superficie de la segunda fase.** En esta etapa, se estima el tamaño del embalse y la capacidad potencial de producción de energía.
- **Perforación exploratoria de segunda fase.** Se perforan más pozos para reunir más información antes de una decisión de inversión financiera.
- **Evaluación y fase operativa.** Durante la operación, el recurso geotérmico necesita ser reevaluado utilizando los datos recopilados de los pozos existentes. La capacidad de producción sostenible también se estima para permitir una mejor planificación para el futuro.

1.5. Potencial geotérmico mexicano

Al menos desde la década de los setenta se han efectuado diversas estimaciones sobre el potencial geotérmico de México. Por ejemplo, en 1975 se estimó una capacidad geotermoeléctrica total del orden de 4,000 MWe, considerando zonas geotérmicas de alta temperatura ubicadas en la Faja Volcánica Mexicana (entre ellas Ixtlán de los Hervores, Los Negritos, Los Azufres, La Primavera, San Marcos, Hervores de la Vega, La Soledad y Los Humeros). En 1976 se calculó un potencial superior a los 13,000 MW (Tabla 1), mediante un proceso simplificado que incluía una estimación del volumen de roca porosa y permeable en cada zona geotérmica. En 1985 se publicó una nueva estimación que llega a casi 12,000 MW para el potencial geotérmico total del país, compuesto por 1,340 MW de reservas probadas, 4,600 MW de reservas probables y 6,000 MW para las reservas posibles. En el mismo año, se presentó una evaluación del potencial geotérmico del país para recursos de temperatura intermedia (125 a 135 °C), que llegó a casi los 46,000 MW (Tabla 1). Otra estimación se realizó en 2009 donde se aplicó un método volumétrico sobre un total de 276 localidades termales distribuidas en 20 estados de la república. También utilizaron el método Montecarlo para reducir la incertidumbre, obteniendo una variedad de estadísticas (media, moda, mediana, desviación

estándar, variancia, percentiles, etc.). En esta estimación se obtuvo una distribución de temperaturas de fondo más probables para las 276 localidades, cuya media resultó ser de 111 °C, la moda de 110 °C, y la desviación estándar de 20.5 °C. Se llegó a una estimación del potencial térmico total entre 77 y 86 EJ térmicos [11].

Por otra parte, la Gerencia de Proyectos Geotermoeléctricos (GPG) de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) publicó una estimación volumétrica del potencial geotérmico total de México, con base en un catálogo de 1,300 manifestaciones termales. Estas fueron clasificadas, de acuerdo a la estimación de sus temperaturas de fondo con base en geotermómetros, en tres rangos de temperatura: alta (> 200 °C), media (150–200 °C) y baja (90–150 °C). En total, tomando en cuenta las reservadas definidas, la GPG concluye que el potencial geotermoeléctrico total de México es de 9,686 MW, es decir, unas diez veces la capacidad instalada. En el mismo sentido, si se consideraran las reservas probadas, probables y posibles de temperaturas medias a altas (>150 °C), el potencial total sería de 8,623 MW. En resumen, las principales estimaciones del potencial geotérmico de México para generar energía a partir de recursos geotérmicos hidrotermales continentales, se presentan en la Tabla 1.1 [11].

1.5.1. Zona geotérmica de Ixtlán de los hervores

Ixtlán de los Hervores, se ubica en la parte noroccidental del Estado de Michoacán, a unos 175 km al noroeste de la ciudad de Morelia, y relativamente cerca del límite con el estado de Jalisco, en las coordenadas 20°10" de latitud norte y 102°23'27", y a una elevación aproximada de 1550 msnm. La zona está localizada en la provincia fisiográfica de la Faja Volcánica Mexicana, se ubica en la prolongación oriental del Graben de Chapala, en la que se observa una serie de fallas normales de dirección noroeste-sureste a este-oeste, algunas de las cuales parecen actuar como conductoras de los fluidos hidrotermales. Las manifestaciones termales ocurren en la intersección entre la Falla Ixtlán-Encinal y la Falla Nogales, entre los poblados de Ixtlán de los Hervores y El Salitre a lo largo de unos 2 km. Consisten en manantiales termales, pozos de agua caliente y volcanes de lodo con temperaturas superficiales entre 48 y 94 °C. Varias de ellas presentan depósitos de minerales hidrotermales (sínter silícico diatomítico, geiserita y arcillas). Las aguas son en su mayoría de tipo clorurado sódico con concentraciones de boro entre 5 y 44 ppm. El geotermómetro de potasio-sodio indica temperaturas de fondo entre 169 y 220 °C, mientras que el geotermómetro de gases de D'Amore-Panichi indica temperaturas de 218 °C. La fuente de calor podría ser alguna de las cámaras magmáticas que ha alimentado al vulcanismo plio-cuaternario. En la zona se han realizado estudios de estudios geología, geoquímica y geofísica de detalle, además de barrenos

Tabla 1.1: Estimaciones del potencial geotérmico en México.

Año	Capacidad instalada	Bases de estimación	Total
1975	75 MW	Se asumió un potencial de 500 MW en Cerro Prieto, 100 MW en diversas zonas estudiadas y 75 MW en zonas no estudiadas.	4,000 MW
1976	75 MW	Método volumétrico con base en características geoquímicas y geotermómetros conocidos.	13,110 MW
1985	170 MW	Estimación geológica. Se estimaron reservas probadas por 1,340 MW, probables de 4,600 MW y posibles de 6,000 MW.	11,940 MW
1985	170 MW	Método volumétrico estimando recursos de temperaturas intermedias (125-135°C) en dos zonas del país: centro (3,600 km ² y 2 km de espesor) y sur (2,000 km ² y 1.5 km de espesor).	45,815 MW
2009	958 MW	Estimación de calor almacenado a 3 km mediante un método volumétrico y Montecarlo para el 21 % de recursos de temperatura baja a intermedia en 20 estados del país.	77-86 (EJ térmicos)
2011	958 MW	Método volumétrico sobre 1,300 localidades termales de baja a alta temperatura. Reservas probadas: 186 MW, probables: 2,077 MW, posibles: 7,423 MW.	9,686 MW

y pozos exploratorios con profundidades de 35 hasta 1,000 m realizados por la CFE entre 1957 y 1970. Un pozo exploratorio a 50 m de profundidad, perforado en 1957, fluyó por sí solo de manera intermitente durante más de 45 años, siendo conocido como el Géiser de Ixtlán. Fue reemplazado en 2005 por otro pozo, perforado por la comunidad a una profundidad de 149 m. El potencial preliminar de la zona evaluado con el método Volumétrico-Montecarlo representa 17 MW, mientras que el potencial evaluado con el método de descompresión gradual del campo presenta un potencial de 15 MW. Por su parte, la permeabilidad de las rocas del subsuelo se estima entre media y alta. No se vislumbran problemas de recarga hidráulica profunda para el probable sistema geotérmico, toda vez que en la zona hay un amplio acuífero somero contenido en los sedimentos lacustres que a través de fallas y fracturas podría recargar al yacimiento, además de que un probable acuífero regional profundo podría hacer lo propio [11,12].

1.6. Utilización de la energía geotérmica para la producción de electricidad

Los yacimientos geotérmicos pueden ser explotados para la generación de energía eléctrica, en función de la temperatura del fluido geotermal. Sobre la base de la disponibilidad de recursos hidrotermales explotables, se han estudiado una gran cantidad de tecnologías y configuraciones de plantas de energía [13,14]. En general, los investigadores coinciden en que se han desarrollado cinco configuraciones de potencia para plantas geotérmicas [15]:

- Plantas binarias (ciclo Rankine orgánico, ciclo Kalina, ciclo Goswami).
- Sistemas avanzados de conversión de energía geotérmica (sistemas híbridos).
- Plantas simple flash.
- Plantas doble flash.
- Plantas de vapor seco.

Sin embargo, Valdimarsson [16], sugiere que las plantas de energía geotérmica se pueden clasificar en dos grupos, ciclos de vapor de alta entalpia y ciclos binarios de baja entalpia. A continuación se describen las configuraciones mencionadas anteriormente:

1.6.1. Plantas binarias

Las plantas de energía binarias utilizan un circuito secundario (separado) para producir electricidad, mediante este circuito el fluido de trabajo se precalienta y se evapora al hacer contacto indirecto con el flujo de calor geotérmico. DiPippo [17] indica que las configuraciones de plantas binarias son particularmente apropiadas para los recursos geotérmicos de baja temperatura (120–150 °C), y que evitar el contacto entre el equipo de producción de energía y geofluido puede evitar los efectos de escala y corrosión. Sin embargo, Dickson y Fanelli [18] enfatizaron que los sistemas binarios pueden utilizar un rango de temperatura entre 85 y 170 °C, afirmando que las temperaturas limitadas superiores dependen de la estabilidad térmica del fluido de trabajo y las temperaturas limitadas más bajas en aspectos técnicos, financieros y económicos. DiPippo [19] también explica que en este tipo de plantas el flujo de calor geotérmico se mantiene por encima del punto de presión de flash para evitar la ruptura del vapor y la incrustación de calcita en el sistema de tuberías. Esta configuración de conversión de energía de tipo binario permite la explotación de recursos geotérmicos de baja temperatura bajo muchas variaciones técnicas diferentes dependiendo de las características técnicas para alcanzar eficiencias de planta notablemente altas [20].

Ciclo Rankine Orgánico

El ciclo Rankine orgánico es comúnmente aceptado como una tecnología viable para convertir el calor de baja temperatura en electricidad. El fluido secundario (fluido de trabajo) en el sistema binario opera bajo un ciclo Rankine convencional [21], y como el fluido de trabajo usado es orgánico, el ciclo binario también se conoce como ciclo Rankine Orgánico (ORC). El ciclo secundario permite que las centrales binarias sean versátiles. Además, de que los ORC están diseñados para operación con poco mantenimiento. Otros beneficios incluyen presiones de operación favorables y operación autónoma.

Aunque es casi idéntico al ciclo Rankine convencional de vapor de agua, el ORC puede convertir el calor de una fuente de baja temperatura en electricidad. Dependiendo de la fuente de calor disponible, el tamaño de la planta ORC y la selección adecuada del fluido de trabajo se obtienen múltiples ventajas mediante el ciclo ORC [22]:

- Turbomaquinaria más eficiente.
- Vacío limitado en el condensador.
- Mayor rendimiento en comparación con los ciclos Rankine y ciclos de gas especialmente

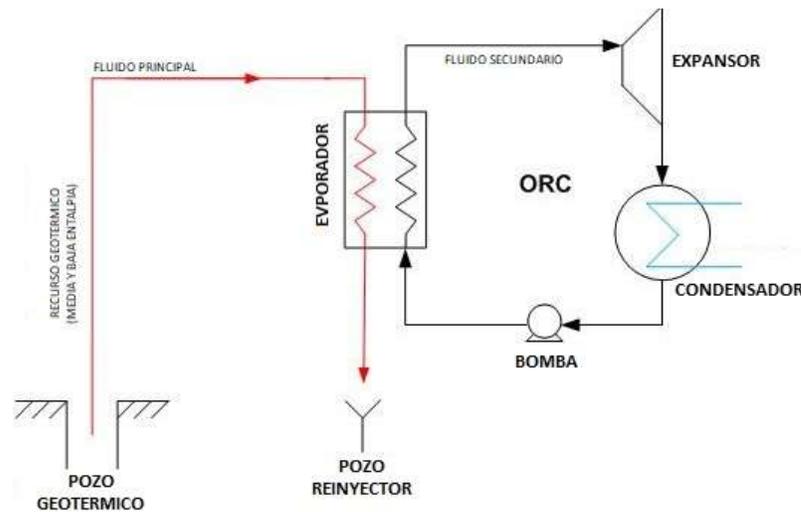


Figura 1.3: Configuración de ciclo Rankine orgánico simple.

para fuentes de calor inferiores a 400 °C y potencia de salida inferior a 20 MW.

Los fluidos de trabajo se pueden seleccionar de una larga lista de candidatos que incluyen hidrocarburos, hidrofluorocarbonos, siloxanos y mezclas de estos componentes [23]. Estas características distintivas hacen al ORC la opción más confiable para fuentes de calor no convencionales como salmueras geotérmicas calientes. El principio de la tecnología ORC fue establecido en 1826 por T. Howard [24], quien experimentó por primera vez el uso del éter como fluido de trabajo en un ciclo de energía. El primer ejemplo de ORC moderno fue construido por D'Amelio en 1936: esta planta se basó en un ciclo simple de monocloroetano calentado por energía solar y alimentado por una turbina de impulso de una sola etapa. En los años siguientes, la misma idea se aplicó a un par de plantas geotérmicas de baja temperatura con 2.6 kW y 11 kW de potencia, respectivamente. En la década de 1960, siguiendo las consideraciones de D'Amelio, Tabor y Bronicki, en el Laboratorio Nacional de Física de Israel, comenzaron un examen exhaustivo de fluidos potenciales que resaltaron las ventajas de usar freones de alta complejidad y definieron la configuración del ciclo regenerativo saturado. Sin embargo, en la actualidad la configuración más simple de ORC es ampliamente utilizada, y consta de cuatro componentes interconectados entre sí, para convertir la energía térmica en electricidad. Estos cuatro componentes son; un evaporador, un turbogenerador, un condensador y una bomba. La Figura 1.3, muestra, el diagrama de operación de un ORC.

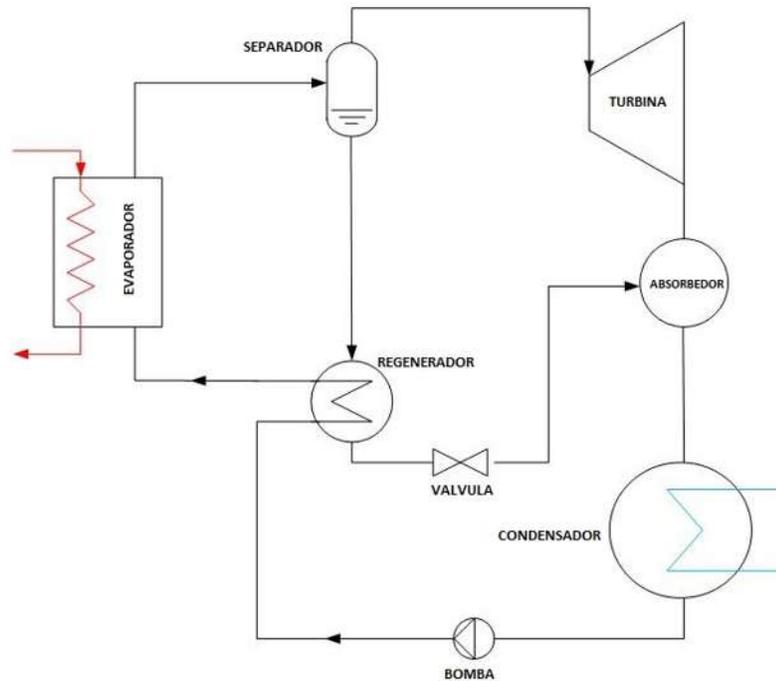


Figura 1.4: Configuración de ciclo Kalina.

Ciclo Kalina

A principios de la década de 1980, Kalina propuso una nueva familia de ciclos termodinámicos de potencia utilizando una mezcla de amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) como fluido de trabajo y este tipo de configuración de ciclo se denominó ciclo de Kalina (KAC) [25]. Típicamente, el KAC utiliza una mezcla de 70 % de amoníaco y un 30 % de agua, en lugar de una sustancia pura como la que se emplea en los ciclos Rankine tradicionales y ORC's [26]. El amoníaco y el agua forman una mezcla zeotrópica donde la evaporación y la condensación tienen lugar en un rango de temperatura en lugar de una temperatura constante. En varios ciclos termodinámicos novedosos, el KAC es la mejora más significativa en el diseño de la planta de energía térmica desde la llegada del ciclo de Rankine a mediados de 1800 y ha sido considerado como un competidor ambicioso contra el ORC. Debido a su fluido de trabajo el KAC permite una gran variedad de configuraciones de operación binarias [27]. Una configuración simple del KAC implica ocho componentes principales; un evaporador, un separador, una turbina, un regenerador, un absorbedor, una válvula de expansión, una bomba y un condensador. La Figura 1.4, muestra el diagrama de estos componentes conformando el ciclo KAC.

El KAC ha sido diseñado para extraer energía térmica de manera eficiente de fuentes tales como calor residual y pozos geotérmicos. La temperatura máxima de activación para el ciclo varía entre 100-200 °C a una temperatura de 27 °C a la salida del condensador. La característica notable del ciclo de Kalina es la mejora de la eficiencia en los ciclos de energía geotérmica que logran entre un 30 % y un 40 % más de eficiencia térmica que los ciclos binarios típicos [21]. Se ha demostrado que los ciclos KAC producen más del 40 % más de potencia que un ORC y logran una eficiencia de segunda ley del 10 al 20 % más alta [28].

Ciclo Goswami

Goswami et al. [29], propusieron en el año 1998 un ciclo combinado de potencia térmica y enfriamiento. El ciclo propuesto combina dos ciclos termodinámicos, el ciclo de Rankine y el ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco. Este ciclo utiliza mezclas de amoníaco y agua como fluido de trabajo, lo que reduce las irreversibilidades en la transferencia de calor, especialmente para fuentes de calor finito a baja temperatura, como el calor geotérmico. El ciclo utiliza una concentración muy alta de amoníaco en la turbina, que puede expandirse a una temperatura muy baja sin condensación. El amoníaco de muy baja temperatura proporciona refrigeración. El amoníaco a baja temperatura se condensa mediante un proceso de absorción y condensación. Los efectos netos son la producción de energía y refrigeración como se muestra en la Figura 1.5.

El ciclo propuesto por Goswami se encuentran bajo una investigación intensiva, tanto teórica como experimental [30]. Los estudios paramétricos iniciales del ciclo mostraron el potencial para que el ciclo se optimice para la eficiencia de la primera o segunda ley, así como la salida de trabajo o enfriamiento. Del ciclo Goswami (GOC) existen algunas demostraciones experimentales, los sistemas experimentales se han construido para demostrar la viabilidad del ciclo y comparar los resultados experimentales con la simulación teórica [31]. Los resultados del GOC han mostrado que los procesos de generación de vapor y condensación de absorción funcionan experimentalmente. Mientras que la potencia producida por la turbina y la potencia frigorífica también se han evidenciado en los reportes de las estaciones experimentales [32].

Por otra parte, el GOC puede ser impulsado por diferentes fuentes de calor incluido el calor geotérmico de baja temperatura. En cuanto al desempeño termodinámico el GOC operando en condiciones de trabajo típicas; a una temperatura de 400 K en la caldera y 410 K en el supercalentador y a una temperatura ambiente de 280 K, produce una eficiencia de primera ley del 23.5%. En comparación con el ciclo de Carnot, la eficiencia de Carnot es de 31.7%

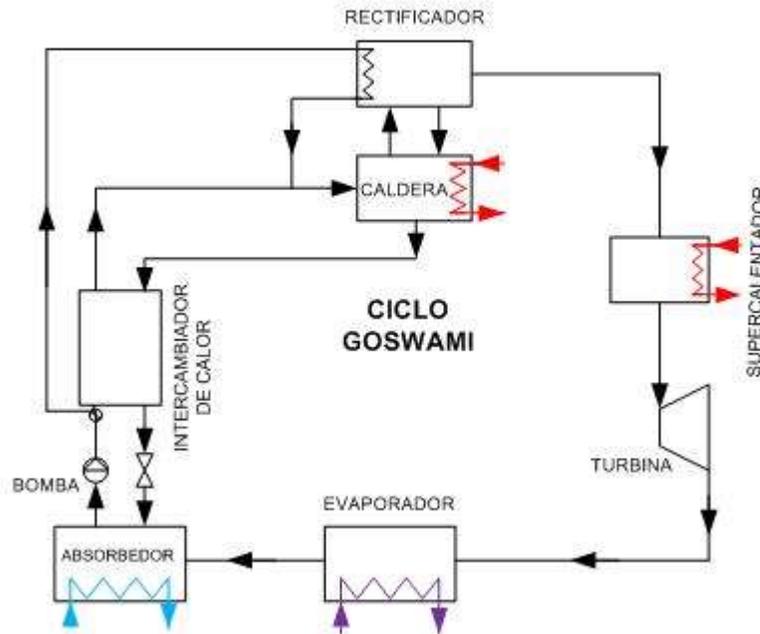


Figura 1.5: Ciclo combinado de potencia y enfriamiento.

operando entre depósitos a 410 y 280 K. Por otra parte, los ciclos de potencia convencionales operando a las mismas condiciones alcanzan eficiencias de primera ley más bajas. Mientras que a temperaturas más altas, sus eficiencias térmicas son mejores. Sin embargo, la ventaja del GOC radica en la mejor utilización de la fuente de calor. El GOC exhibe eficiencias de segunda ley mucho más altas que los ciclos de potencia convencionales [33].

1.6.2. Sistemas avanzados de conversión de energía geotérmica

DiPippo [19] enumera tres configuraciones avanzadas bien establecidas de sistemas de conversión de energía geotérmica:

- Sistemas híbridos de simple flash y doble flash.
- Sistemas híbridos flash-binarios.
- Sistemas híbridos fósil-geotérmicos.

Por otra parte, actualmente existe un gran interés en el desarrollo de plantas de energía híbridas que combinen sistemas geotérmicos con biomasa, tecnologías de conversión de residuos en energía, celdas de combustible y sistemas solares térmicos [34-36]. Cuando se recolectan

recursos geotérmicos, a menudo queda entalpía restante en el geofluido que se puede usar en una aplicación diferente. A pesar de que la mayoría de las investigaciones para sistemas geotérmicos híbridos se centran en el emparejamiento de tecnologías geotérmicas y solares, existe una considerable cantidad de investigación sobre sistemas que utilizan tecnología geotérmica combinada con biomasa, producción de hidrógeno, generadores termoeléctricos y cogeneración con producción de agua.

Sistemas híbridos de simple flash y doble flash

Cuando la temperatura del depósito es de aproximadamente 220–240 °C y en el campo geotérmico existen plantas de simple flash operando durante tiempo atrás, la adición de un flash adicional usando la salmuera obtenida en el separador permite la instalación de una unidad de más baja presión. A este arreglo de planta de potencia geotérmica se le conoce como integración de plantas de simple y doble flash [19]. La Figura 1.6, muestra la integración de un sistema híbrido de simple flash y doble flash. La disposición que se muestra en la Figura 1.6, consta de dos unidades de simple flash, y una tercera unidad. En conjunto, la Unidad 3 parece ser simplemente otra unidad de simple flash. Sin embargo, la planta de energía en total es una instalación integrada de simple y doble flash ya que el geofluido (salmuera) experimenta dos etapas de flasheo.

La ventaja de esta disposición es que no es necesario perforar nuevos pozos para abastecer la tercera unidad. La Unidad 3 sirve como unidad de fondo para recuperar parte del potencial desperdiciado de la salmuera aún caliente.

Por otra parte, cuando la temperatura del recurso es igual o superior a 240 °C, es posible aumentar las unidades de simple flash con un ciclo de doble flash, como se observa en el diagrama de flujo esquemático de la Figura 1.7 [19]. A este arreglo termodinámico se le conoce como plantas combinadas de simple y doble flash. Para este caso, la salmuera residual de las primeras unidades se somete a dos descargas más, lo que da como resultado dos flujos de vapor adicionales a baja presión. Se podría argumentar que esto constituye un triple destello si simplemente se cuenta el número de destellos experimentados por el geofluido, pero dado el tiempo secuencial del arreglo esquemático de las unidades, el uso del término "destello combinado simple y doble" es el más apropiado. Aunque la termodinámica de esta disposición es favorable, es decir, se logra una mayor eficiencia de utilización de los recursos geotérmicos que para la planta original de simple flash, puede haber problemas con el escalado químico debido a la precipitación de sílice a las bajas temperaturas asociadas con el último flash. Esta disposición no es un buen escenario de operación a menos que no haya posibilidad

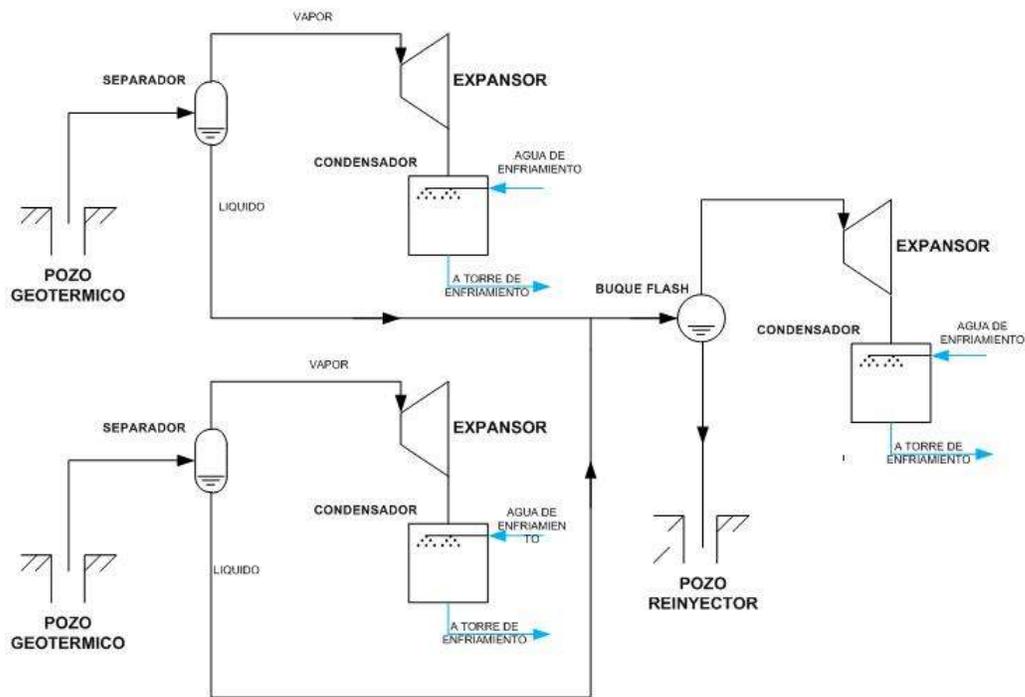


Figura 1.6: Integración de un sistema híbrido de simple y doble flash.

de precipitación de sílice o que se invierta en el tratamiento químico de la salmuera a baja temperatura para prevenir o controlar la formación de incrustaciones.

Sistemas híbridos flash-binarios

Una alternativa atractiva al uso de plantas flash es agregar un ciclo binario. Las plantas flash-binarias están en funcionamiento en varios sitios en todo el mundo. Un enfoque diferente es diseñar una planta, desde cero, como una planta flash-binaria aprovechando así las mejores características de ambas unidades. DiPippo [19], menciona dos alternativas estratégicas para la integración de sistemas flash-binarios. La primera alternativa son las plantas combinadas flash binarias, bajo esta alternativa las plantas de simple flash generalmente están en operación por algunos años, y el depósito muestra disposición de mantener operaciones durante muchos años más. Esta disposición permite mejorar la potencia de salida de la planta agregando una unidad binaria entre los separadores y los pozos de reinyección. Por otra parte, la segunda alternativa estratégica es la integración de plantas flash-binarias. Este tipo de plantas tienen lugar cuando un ciclo binario se integra con una planta flash, y el resultado es una planta con prácticamente cero emisiones. Cuando las preocupaciones

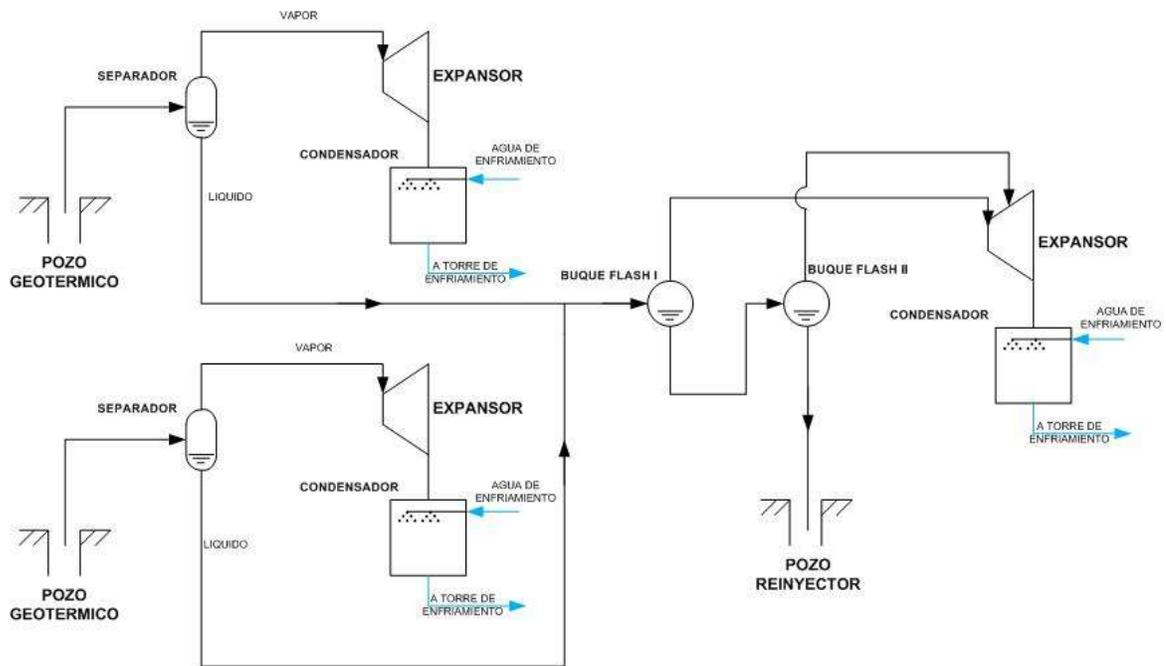


Figura 1.7: Plantas combinadas de simple y doble flash.

ambientales son importantes, tales plantas tienen un gran atractivo. Una planta integrada de simple flash/binaria se muestra esquemáticamente en la Figura 1.8. El vapor geotérmico primero impulsa la turbina de vapor de contrapresión y luego se condensa en el evaporador del ciclo binario superior. Las dos turbinas en la parte superior de la planta pueden conectarse a un generador común, como se muestra en la Figura 1.8 [19]. La salmuera separada se usa para precalentar y evaporar el fluido de trabajo en el ciclo binario inferior. Los gases no condensables fluyen con el vapor a través de la turbina de vapor y hacia el evaporador, donde se aíslan, eliminan y comprimen para recombinarlos con la salmuera de desecho justo antes de reinyectarse. El tanque de retención de salmuera recoge todo el vapor condensado, la salmuera residual y los gases comprimidos que vuelven a la solución. En principio, esta planta no tiene emisiones al entorno. El único impacto ambiental es el calor rechazado a la atmósfera por los condensadores de ciclo binario. El esquema muestra condensadores enfriados por agua, pero el enfriamiento por aire es otra opción.

Sistemas híbridos fósil-geotérmicos

Una forma de obtener soporte para las energías renovables es combinarlas con fuentes de energía convencionales para extender la vida útil de los recursos agotables y crear nuevas

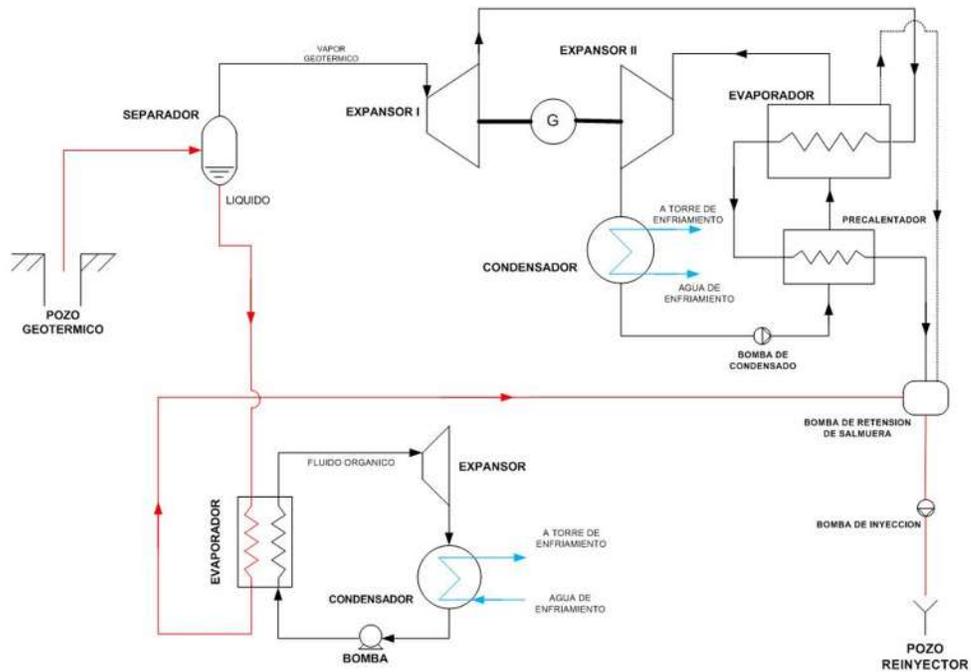


Figura 1.8: Planta geotérmica flash-binaria.

aplicaciones para las energías renovables en el mercado existente. Las plantas de energía híbridas combinan dos fuentes diferentes de energía en una sola planta para lograr una mayor eficiencia de utilización general que las plantas de potencia por separado. Una forma de hacer esto es combinar los aportes de energía fósil y geotérmica de tal manera que produzca una planta que supere a dos plantas individuales de última generación, una que usa combustible fósil y otra que use energía geotérmica [37-39]. DiPippo [19], examina tres diseños de sistemas híbridos:

El primer diseño son los sistemas de sobrecalentamiento fósil. En estos sistemas el agua caliente obtenida del pozo geotérmico pasa primeramente a un conjunto de sistemas flash para que posteriormente el vapor obtenido con los sistemas flash sea sobrecalentado utilizando combustible fósil y sea enviado a la turbina para generar electricidad. La adición del sobrecalentamiento en la planta de potencia incrementa la potencia de salida de la misma. La Figura 1.9, muestra el diseño de un sistema de sobrecalentamiento con combustible fósil.

El segundo diseño son los sistemas de precalentamiento geotérmico. Estos sistemas utilizan también los fluidos geotérmicos para mejorar el rendimiento de las plantas de energía de combustibles fósiles. La idea es utilizar líquido geotérmico caliente como medio de calentamiento en los calentadores de agua de alimentación de una central eléctrica con-

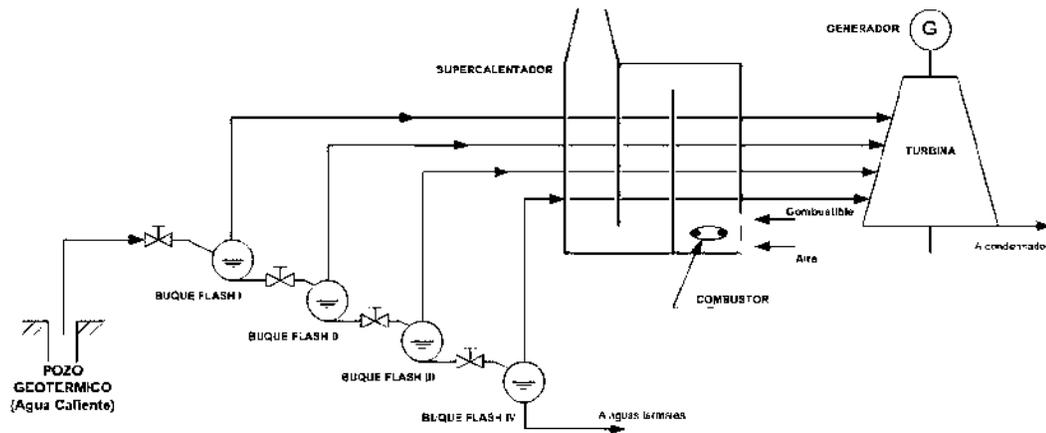


Figura 1.9: Sistemas de sobrecalentamiento fósil.

vencional que utiliza combustibles fósiles. Esto permite generar más energía en la planta ya que el precalentamiento geotérmico se refleja como combustible ahorrado en la caldera para producir el vapor que requiere la turbina [19,40]. Es evidente que el recurso geotérmico debe estar ubicado cerca del sitio de la planta fósil para que este esquema híbrido sea práctico.

El tercer diseño son los sistemas híbridos geotérmicos-geopresión. Estos sistemas se pueden desarrollar en regiones específicas del mundo donde existe un potente recurso energético llamado "geopresión". Los recursos geotérmicos con características de geopresión, además de tener una presión muy alta, también están a una elevada temperatura y contienen metano disuelto y otros gases. Por lo que estos recursos pueden ser aprovechados en una planta de energía geotérmica inteligentemente diseñada para obtener diversos beneficios como lo son electricidad y gas metano [19,41-43]. En la Figura 1.10, se muestra un diagrama de flujo esquemático drásticamente simplificado de una planta de este tipo. Primero, el fluido de alta presión impulsa una turbina hidráulica de contrapresión, que genera electricidad. Luego fluye a través de los intercambiadores de calor de un ciclo binario, generando más electricidad. Finalmente, entra en un separador donde se liberan los gases disueltos. Los gases continúan hacia una instalación de limpieza que incluye depuradores y contactores para purificar el gas metano para la venta. La salmuera residual del separador se reinyecta para ayudar a prevenir el hundimiento, que puede ser mucho más grave para este tipo de sistema que para una planta convencional.

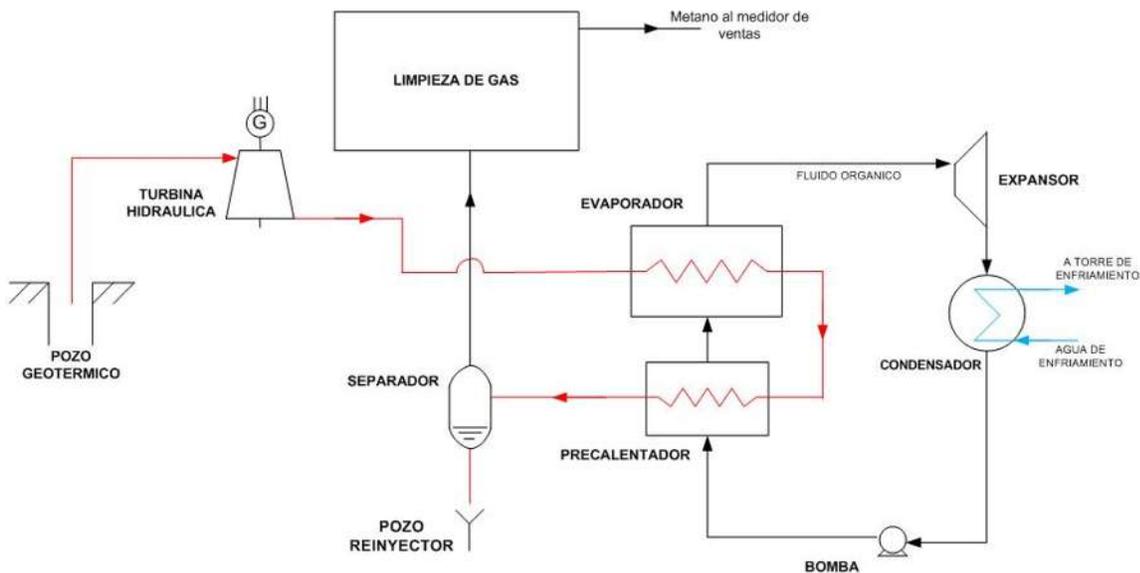


Figura 1.10: Sistema híbrido geotérmico-geopresión.

1.6.3. Otros tipos de plantas geotérmicas

Plantas simple flash

Las plantas de vapor de simple flash son una configuración de conversión de energía geotérmica a electricidad relativamente simple. Se utilizan generalmente cuando los pozos de producción geotérmicos producen una mezcla de vapor y salmuera [19]. Un recipiente cilíndrico (separador) a presión separa la mezcla en dos fases distintas, vapor y líquido, debido a su gran diferencia de densidad natural [16,17]. DiPippo [19] y Valdimarsson [16] indican que el término “simple” indica un proceso de parpadeo único en el geofluido (transición del líquido presurizado a la mezcla líquido-vapor), que se produce como resultado de la disminución de la presión del fluido geotérmico y que ocurre ya sea en el depósito, en los pozos de producción o en la entrada de separador. Por lo general, se requieren pozos de producción y pozos de reinyección distribuidos en el yacimiento geotérmico para una planta de energía geotérmica flash [19]. Los sistemas de tuberías se usan adicionalmente para recolectar y transportar la mezcla desde los pozos de producción a la central eléctrica, aunque la caída de presión del vapor como resultado de la fricción de la tubería es una preocupación crítica en estos sistemas. Debido a la complejidad y confiabilidad necesarias para predecir analíticamente la pérdida de presión, se requieren correlaciones empíricas teniendo en cuenta el diámetro de la tubería, la longitud, las configuraciones de la tubería, la densidad y el caudal del vapor. Estas variables no solo afectan la eficiencia del sistema de conversión de energía, sino también el costo de la

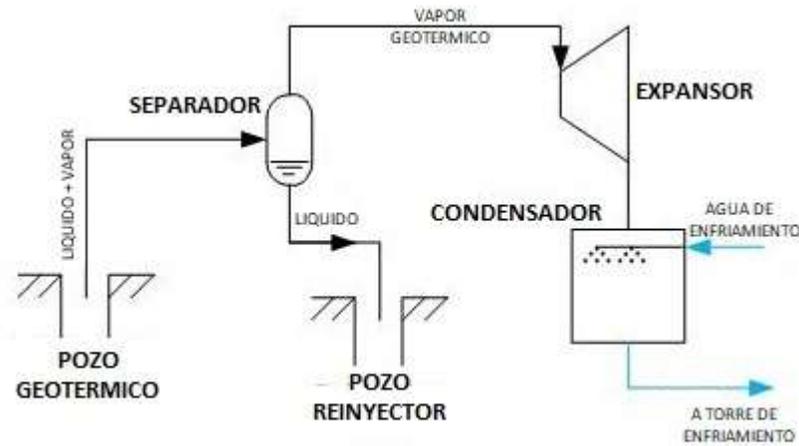


Figura 1.11: Planta geotérmica de simple flash.

planta de energía [14,19,44] . Una vez que se separan el vapor y el líquido, el vapor obtenido (generalmente 99.995 % seco) acciona una turbina ensamblada a un generador que produce electricidad [19]. Moya et al. [14] explican que se selecciona un proceso de simple flash si la temperatura del fluido geotérmico es mayor a 260 °C, alcanzando un factor de capacidad del 95-100 %.

La Figura 1.11, ilustra un diagrama esquemático del sistema de conversión de energía simple flash. DiPippo [19], Yildirim [45] y Zarrouk y Moon [46] identifican que ciertos equipos de la planta son necesarios para operar la planta de energía geotérmica flash, como se puede ver en la Figura 1.11. Esta configuración de la planta de energía no requiere gran cantidad de agua de enfriamiento [47,48]. Una porción del vapor condensado se usa en la torre de enfriamiento para obtener agua fría, especialmente para regiones secas con falta de agua [46].

Mediante la primera ley de la termodinámica se evalúa el desempeño energético de la planta geotérmica flash. Mientras que mediante la segunda ley de la termodinámica se evalúa el rendimiento total de la planta [14]. Esta ley compara la potencia de salida real producida al final del proceso con la potencia teórica máxima que el fluido geotérmico podría producir [19].

Por otra parte, los impactos ambientales se identifican potencialmente en lugares específicos de una planta de energía geotérmica de tipo flash en operación normal [19]. Los principales lugares donde pueden producirse emisiones son: en la boca del pozo, en los silenciadores, en las trampas de vapor, en los desagües de la tubería, en las rejillas de expulsión, y en la torre de enfriamiento [47,48]. En general, DiPippo [17] identificó que el vapor de los depósitos

geotérmicos puede contener una mezcla de gases no condensables, por ejemplo, dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4) y sulfuro de hidrógeno (H_2S). Comúnmente, estos gases se aíslan y se tratan antes de su liberación a la atmósfera [49]. DiPippo [19] también aclara que aunque el CO_2 que se libera de una planta flash, constituye una fuente insignificante de gases de efecto invernadero (0.06 kg/kWh) en comparación con una planta de energía de gas natural (0.59 kg/kWh) o una central eléctrica a carbón (1.13 kg/kWh).

Plantas doble flash

La planta de energía geotérmica de vapor de doble flash también se ha desarrollado para una configuración de conversión de energía geotérmica a electricidad cuando los pozos de producción geotérmica producen una mezcla de vapor y líquido [14]. DiPippo [19], indica que la planta de energía de doble flash es una mejora en el diseño de la planta geotérmica de simple flash y que alcanza hasta un 25 % más de potencia de salida para las mismas condiciones de operación que una planta geotérmica de simple flash. También explica que aunque este tipo de plantas son más caras, más complejas y que requieren más operación y mantenimiento, la potencia de salida justifica su instalación. La adición de un proceso flash secundario es una mejora significativa con respecto a la utilización más eficiente del recurso geotérmico [17].

Después de la primera caída de presión en el separador primario (proceso de flash único), se aplica una segunda caída de presión en un segundo proceso de flash (segundo separador) que genera vapor adicional del líquido separado que sale del primer separador [17,19]. Luego, se produce vapor a baja presión, que se admite en una etapa de turbina apropiada que genera potencia adicional [17] o en una turbina diferente dependiendo de la configuración [47]. El componente principal, por lo tanto, es el separador de vapor geotérmico. La Figura 1.12, ilustra el proceso de conversión de energía de una planta de energía geotérmica de vapor de doble flash.

Plantas de vapor seco

Estas configuraciones utilizan de vapor a altas temperaturas de los depósitos hidrotermales [17], y los pozos de producción entregan vapor directamente al generador de turbina acoplado para producir electricidad [14]. DiPippo [17] declaró que las plantas de vapor seco convierten el 50-70 % del trabajo disponible del flujo de calor geotérmico en electricidad. DiPippo [44] también demostró que a pesar de que la planta de vapor seco es un concepto simple en

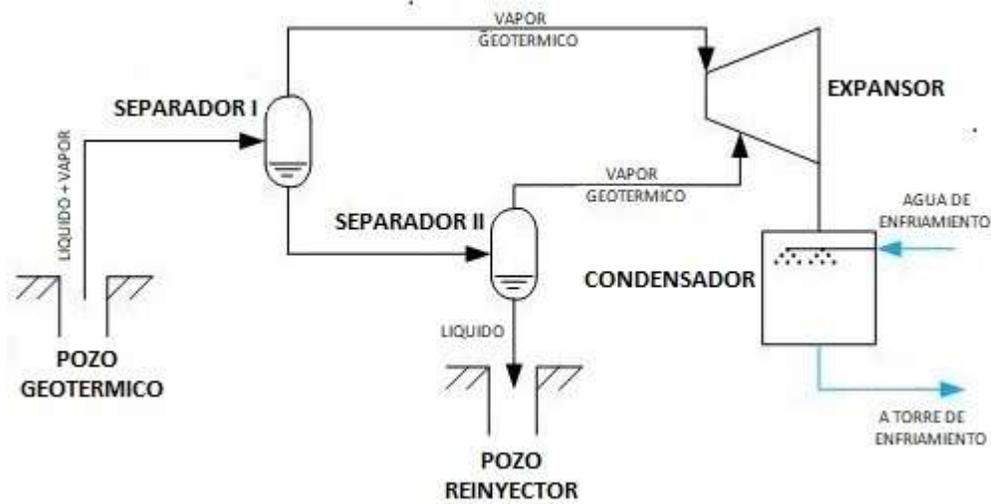


Figura 1.12: Planta geotérmica de doble flash.

comparación con el proceso flash, requiere pequeños separadores centrífugos para eliminar partículas (fragmentos de roca, polvo), recipientes de drenaje para eliminar el condensado de las tuberías de vapor y un separador de eliminación de humedad final para asegurar vapor de alta calidad en la turbina. La Figura 1.13, ilustra el sistema de conversión de energía del proceso de la central eléctrica de vapor seco. Una característica particular es que la turbina de impulso-reacción funciona como una unidad de presión única, ya sea con flujo único o flujo doble para unidades más pequeñas o más grandes, respectivamente. Como se puede ver, la Figura 1.13 y la Figura 1.11 (flash simple) son muy similares, solamente difieren entre el eliminador de partículas y el separador.

DiPippo [17] también informa que el impacto ambiental es más bajo que las plantas de energía flash, ya que solo se usa vapor en el proceso que no produce la eliminación de salmuera cargada de minerales.

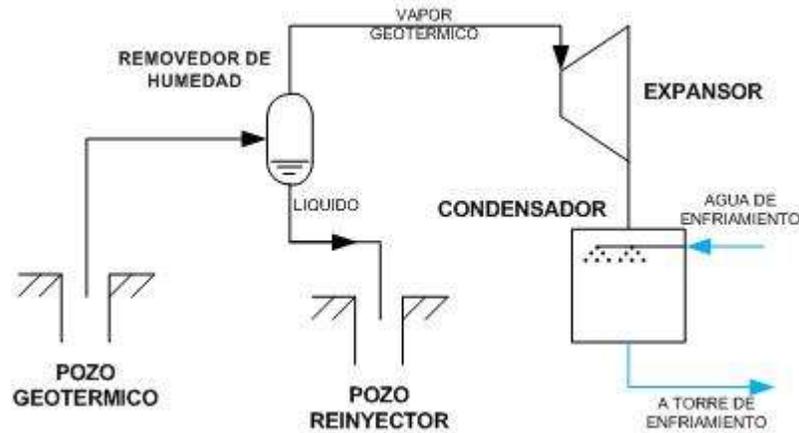


Figura 1.13: Planta geotérmica de vapor seco.

1.7. Utilización de la energía geotérmica de manera directa

1.7.1. Tecnologías de refrigeración activadas térmicamente

Refrigeración por absorción

El fluido de trabajo en un sistema de refrigeración por absorción es una solución binaria que consiste en un refrigerante y un absorbente. Normalmente, el proceso de absorción es un proceso exotérmico, por lo tanto, debe rechazar el calor al entorno para mantener su capacidad de absorción. Siempre que la solución no pueda continuar con el proceso de absorción debido a la saturación del refrigerante, el refrigerante debe separarse de la solución diluida. El calor es normalmente la clave para este proceso de separación. Por su parte el vapor refrigerante se condensa transfiriendo calor a los alrededores. Con estos procesos, el efecto de refrigeración puede producirse utilizando energía térmica. El sistema de refrigeración por absorción fue inventado por Ferdinand Carre en 1846 [50]. Un ciclo de refrigeración por absorción elimina el calor mediante la evaporación de un fluido (refrigerante) a baja presión y el rechazo del calor a través de la condensación de un fluido (refrigerante) a una presión más alta. El rendimiento de un sistema de refrigeración por absorción depende de manera crítica de las propiedades químicas y termodinámicas del fluido de trabajo [51]. El coeficiente de rendimiento de un sistema de refrigeración por absorción (COP; Coeficiente de Operación) se obtiene a partir de la relación entre la capacidad de enfriamiento y el calor de activación del sistema. La

mejora del rendimiento de tales sistemas se ha convertido actualmente en una alta prioridad de investigación, para garantizar la conservación de la energía eléctrica. El rendimiento de estos sistemas depende de dos factores importantes; el primero es la selección de un par de fluido de trabajo adecuado y el segundo es la adopción de la configuración apropiada [52]. Un requisito fundamental de la combinación absorbente/refrigerante es que, en fase líquida, deben tener un margen de miscibilidad dentro del rango de temperatura de operación del ciclo. La mezcla también debe ser químicamente estable, no tóxica y no explosiva [51]. Como el ciclo de refrigeración por absorción es una combinación de procesos entre la mezcla absorbente/refrigerante a través de diferentes dispositivos intercambiadores de calor de calor y como el proceso de separación ocurre a una presión más alta que el proceso de absorción, se requiere una bomba de circulación para hacer circular la solución.

El ciclo de refrigeración por absorción es eficiente cuando hay disponible una fuente de calor disponible o residual, como puede ser de origen: geotérmico, solar, fósil, etc., lo que no tiene consecuencias de calentamiento global [52]. Los sistemas de absorción tienen pocas o ninguna parte móvil y generalmente tiene baja eficiencia térmica y, por lo tanto, es más económico si se usa para aprovechar una fuente de calor residual o en una ubicación remota donde la energía es cara o no está disponible. La refrigeración por absorción parece ser una buena perspectiva para la aplicación geotérmica [53].

Pares de fluidos de trabajo a base de agua (combinaciones de refrigerante-absorbente). Las máquinas de absorción están disponibles comercialmente hoy en dos configuraciones básicas en función del par de trabajo que emplean para su operación. Aunque la literatura de la máquina de absorción indica varias combinaciones de refrigerante-absorbente como pares de fluidos de trabajo. Estas se clasifican en refrigerantes a base de agua, a base de amoníaco, a base de hidrocarburos halogenados y a base de alcohol con diversas combinaciones absorbentes [54]. Las combinaciones más estudiadas son $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ y $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. En este sentido, en el par de trabajo $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ el agua es el refrigerante y el bromuro de litio el absorbente. Mientras que en el par de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ el amoníaco es el refrigerante y el agua el absorbente. El refrigerante (agua) tiene un alto grado de vaporización y el hecho de que el absorbente (LiBr) no sea volátil lo convierte en un par favorable para el sistema de absorción [55]. Comparativamente, los sistemas $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ son más seguros y menos complejos y tienen un mejor rendimiento en comparación con los sistemas $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Sin embargo, el par de trabajo $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ puede usarse en aplicaciones que requieren temperaturas de refrigeración superiores a 0°C . Algunos autores [56] han sugerido que el par $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ tiene más posibilidades para aplicaciones de aire acondicionado. Sin embargo, algunos factores como la corrosión, la cristalización y la viscosidad son motivos de preocupación con las combinaciones

de H₂O-LiBr. Algunos investigadores han trabajado en aditivos para el sistema H₂O-LiBr para superar el problema de corrosión [52]. Si el sistema de absorción de H₂O-LiBr opera a altas concentraciones y altas temperaturas de funcionamiento, la solución sufrirá cristalización y reducirá el rendimiento al reducir la capacidad de absorción. La cristalización se puede superar agregando una o más sales en un sistema básico de H₂O-LiBr, esto permite aumentar el límite operativo sin cristalización [51]. Por otra parte, para aplicaciones por debajo de 0°C, se emplea el ciclo de absorción operando con el par de trabajo de NH₃-H₂O. En el mismo sentido las máquinas de absorción que operan con el par de trabajo NH₃-H₂O operan a presiones superiores a la presión atmosférica, mientras que las máquinas de absorción que operan con el par de trabajo bromuro de BrLi-H₂O operan a presiones de vacío. Esta particularidad hace que el mantenimiento en las máquinas de BrLi-H₂O sea muy cuidadoso debido a las infiltraciones de aire al sistema.

Máquinas de simple efecto

Un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto es el diseño más simple y más utilizado de las máquinas de absorción. Existen diferentes configuraciones de diseño dependiendo de los fluidos de trabajo utilizados. Un sistema básico de refrigeración por absorción simple contiene cuatro componentes principales [57], generador, condensador, evaporador y absorbedor como se muestra en la Figura 1.14. El calor se suministra externamente al generador que contiene una solución salina fuerte. El agua a medida que el refrigerante se evapora desde el generador fluye hacia el condensador, luego por presión diferencial fluye hacia evaporador y finalmente se disuelve con una solución de sal débil en el absorbedor para que sea fuerte para su circulación en circuito cerrado. La solución salina circula entre el absorbedor y el generador y actúa como un compresor térmico. El evaporador obtiene el efecto de enfriamiento debido a la expansión del líquido condensado.

En el ciclo de refrigeración por absorción se produce una irreversibilidad ya que el calor a alta temperatura en el generador se desperdicia en el absorbedor y el condensador. Para reducir esta irreversibilidad, se introduce un intercambio de calor de la solución como se muestra en la Figura 1.15. El intercambiador de calor permite precalentar la solución del absorbedor antes de ingresar al generador utilizando el calor de la solución caliente que sale del generador. Por lo tanto, el COP se mejora a medida que se reduce la entrada de calor en el generador. Además, el tamaño del absorbedor se puede reducir a medida que se rechaza menos calor. Los estudios experimentales muestran que la COP se puede aumentar hasta un 60 % cuando se usa un intercambiador de calor en solución [51]. El intercambiador de calor de

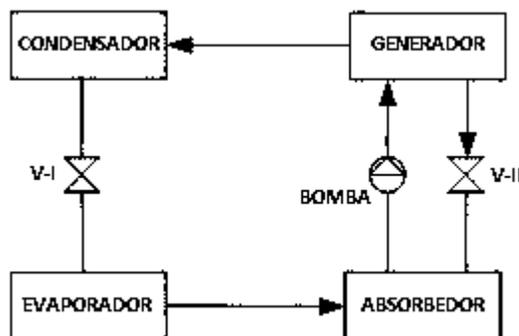


Figura 1.14: Configuración de una máquina de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O.

solución (HX) precalienta la solución débil del absorbedor utilizando el calor de la solución fuerte que sale del generador. Por lo tanto, la mejora del rendimiento se obtiene debido a una reducción en la cantidad de calor suministrado al generador [52]. Para cualquier sistema de absorción de simple efecto, se puede suponer que el calor rechazado del condensador es aproximadamente igual a la capacidad de enfriamiento obtenida. Según este análisis, un sistema de absorción de simple efecto tiene un COP de 0.6. La Figura 1.15, muestra una configuración de la máquina de simple efecto mejorada para el par de trabajo BrLi-H₂O.

Por otra parte, cuando se utiliza un absorbente de volatilidad como el par de trabajo NH₃-H₂O, el sistema requiere un componente adicional llamado "rectificador", que purificará el refrigerante antes de ingresar al condensador. Como el absorbente utilizado (agua) es altamente volátil, se evaporará junto con el amoníaco (refrigerante). Sin el rectificador, esta agua se condensará y se acumulará dentro del evaporador, lo que provocará una disminución del rendimiento. Por otra parte, una particularidad de los sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto es que son simples en la construcción, pero después de un cierto límite, el COP no aumenta con un aumento en la temperatura del generador [57,58].

Máquinas de medio efecto

El sistema de refrigeración por absorción de medio efecto es una buena opción cuando las temperaturas de la fuente de activación son bajas. Cabe señalar que cualquier sistema de refrigeración por absorción solo puede funcionar cuando la solución en el absorbedor es más rica en refrigerante que la del generador. Cuando la temperatura aumenta o la presión se reduce, la fracción de refrigerante contenida en la solución se reduce, y viceversa [59]. Cuando se baja la temperatura del generador, la velocidad de circulación de la solución aumentará, lo que hará que el COP disminuya. Si es demasiado bajo, el sistema ya no se

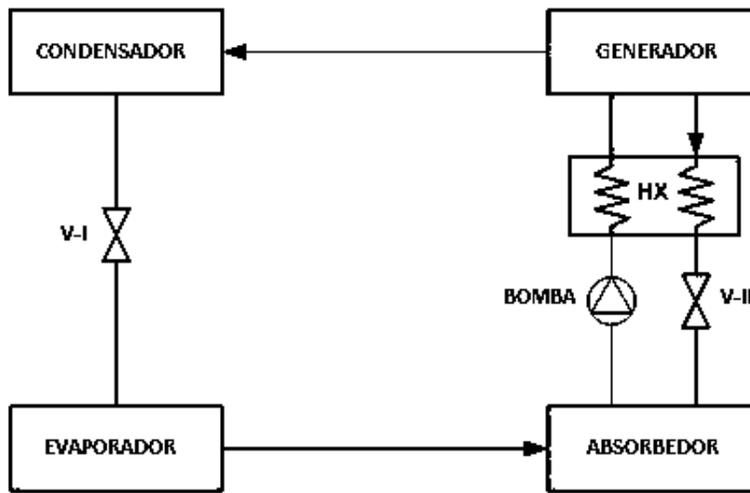


Figura 1.15: Configuración mejorada de la máquina de absorción de simple efecto.

puede operar. El sistema de absorción de medio efecto se introdujo para una aplicación con una fuente de calor de temperatura relativamente baja [51]. La Figura 1.16, muestra un diagrama esquemático de un ciclo de refrigeración por absorción de medio efecto. Con referencia a la Figura 1.16, el calor a alta temperatura de una fuente externa se transfiere a ambos generadores. Ambos absorbedores rechazan el calor a los alrededores. El absorbedor II y el generador I funcionan a un nivel de presión intermedio. Por lo tanto, la velocidad de circulación entre el generador I y el absorbedor I y entre el generador II y el absorbedor II puede mantenerse a niveles aceptables. Cabe señalar que el COP del sistema de absorción de medio efecto es relativamente bajo, ya que rechaza más calor que un ciclo de absorción de simple efecto [60]. Sin embargo, puede funcionar con la fuente de calor de temperatura relativamente baja.

Máquinas de múltiples efectos

Las máquinas de absorción se pueden configurar de diferentes maneras cambiando el número de componentes y estableciendo diferentes acoplamientos [61]. Mediante estas configuraciones generalmente se obtienen máquinas de absorción de múltiples efectos. El objetivo principal de un ciclo de mayor efecto es aumentar el rendimiento del sistema cuando hay disponible una fuente de calor de alta temperatura [60]. El "efecto" representa la cantidad

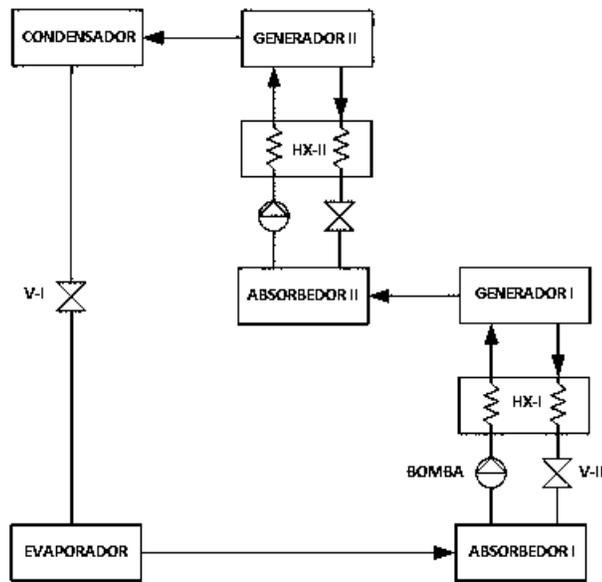


Figura 1.16: Configuración simple de una máquina de absorción de medio efecto.

de veces que se utiliza el calor primario de alta temperatura para generar vapor refrigerante [51].

Máquinas de absorción de doble efecto. El ciclo de refrigeración por absorción de doble efecto se introdujo durante 1956 y 1958 [62]. La Figura 1.17, muestra un sistema de doble efecto que utiliza BrLi-H₂O. El doble efecto indica que el sistema de refrigeración por absorción incluye dos generadores. Un doble efecto (doble aporte de calor) se adopta generalmente para lograr un mayor COP en los sistemas de absorción. Un sistema de absorción de doble efecto tiene un COP de alrededor de 0.96. En general, hay dos métodos de circulación para soluciones fuertes y débiles en la máquina de refrigeración por absorción de doble efecto: sistemas de absorción de doble efecto de flujo en serie y flujo paralelo. La Figura 1.17, muestra una configuración del sistema de refrigeración por absorción de en serie.

Dentro de los ciclos de absorción de múltiples efectos, la máquina de absorción de doble efecto es la que se encuentra más disponible comercialmente.

Máquina de absorción de triple efecto. Se han investigado los sistemas de absorción de triple efecto para mejorar el rendimiento y utilizar fuentes de calor de temperatura aún más altas que en los sistemas de absorción de doble efecto. Los sistemas de refrigeración por absorción de triple efecto tienen generalmente tres generadores para su activación y un evaporador para producir el enfriamiento, además de otros dispositivos de intercambio de

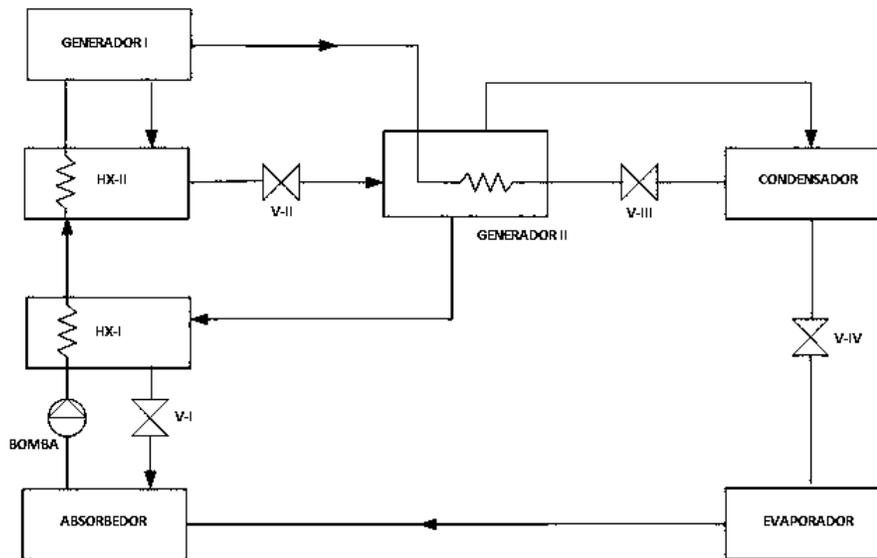


Figura 1.17: Configuración de la máquina de refrigeración por absorción de doble efecto.

calor. Con el aumento en el número de efectos, los componentes de intercambio de calor como generadores, condensadores, intercambiadores de calor y bombas también se incrementan. Esto representa una mayor complejidad, mayores pérdidas de calor, mayor costo y mayor corrosión del sistema [51]. Por lo tanto, Gommed [63] descubrió que el rendimiento de estos sistemas se evalúa considerando factores como la posición, las conexiones y las configuraciones de los componentes de intercambio de calor, además de la evaluación de rendimiento basada en el COP. Los ciclos de enfriamiento de absorción de triple efecto aprovechan el potencial térmico de las fuentes de calor de alta temperatura y pueden lograr un COP de hasta un 50 % más que los sistemas de enfriamiento convencionales con ciclos de doble efecto [61]. Sin embargo, una mejora de COP no está directamente relacionada con el incremento del número de efectos. Cabe señalar que, cuando aumenta el número de efectos, el COP de cada efecto no será tan alto como el de un sistema de un solo efecto. Varios autores propusieron diferentes configuraciones de ciclos de enfriamiento por absorción de triple efecto. Estas configuraciones a menudo se caracterizaron en términos del número de componentes térmicos [61]. La Figura 1.18, muestra un ciclo de refrigeración por absorción de triple efecto.

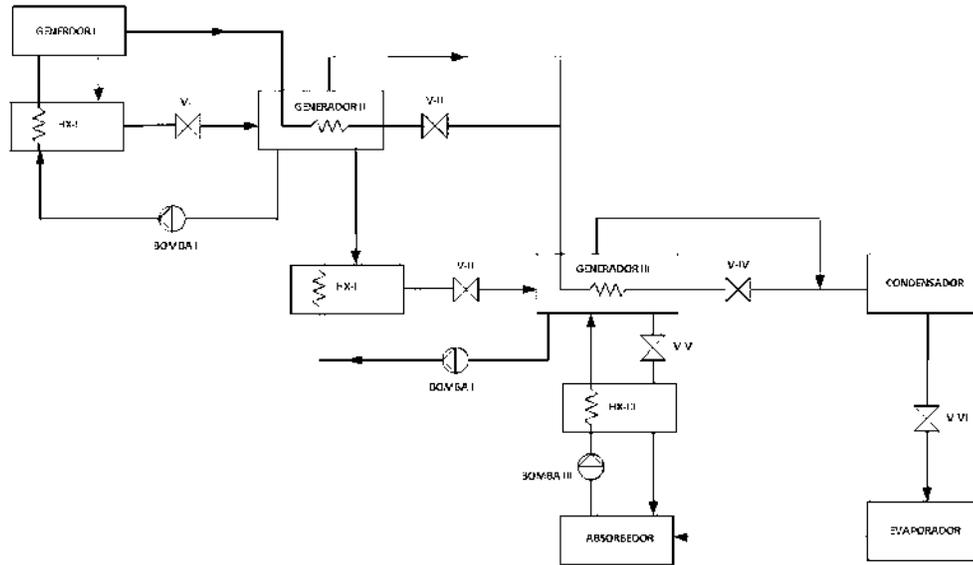


Figura 1.18: Configuración de la máquina de absorción de triple efecto.

Otros ciclos avanzados de absorción

El ciclo ideal de GAX fue introducido en 1911 por Altenkirch y Tenckhoff [64]. Los ciclos GAX, también conocidos como ciclos de intercambio de calor del absorbedor del generador, se forman variando la disposición de la transferencia de calor entre el absorbedor y el generador de ciclos de absorción simples [52]. GAX significa intercambiador de calor generador/absorbedor o, a veces, se llama DAHX que significa intercambiador de calor desorbedor/absorbedor. El concepto de GAX es simplificar el ciclo de absorción de doble efecto y dos etapas, pero producir el mismo rendimiento. El COP del ciclo GAX se puede mejorar hasta en un 40 % que el del sistema de absorción simple convencional para las mismas condiciones de funcionamiento [65]. De la literatura se encuentra que el par de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ es más adecuado para el ciclo GAX que el par de trabajo $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ como de fluido de trabajo. Las razones son un rango limitado de condiciones de operación y el problema de cristalización asociado con $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. La configuración simplificada se muestra esquemáticamente en la Figura 1.19. Con referencia a la Figura 1.19, hay un fluido secundario adicional, que se utiliza para transferir calor entre el absorbedor y el generador. Por lo tanto, un sistema de absorción de simple efecto puede proporcionar una COP tan alto como la del sistema de absorción de doble efecto de dos etapas mediante el uso de la configuración GAX [66].

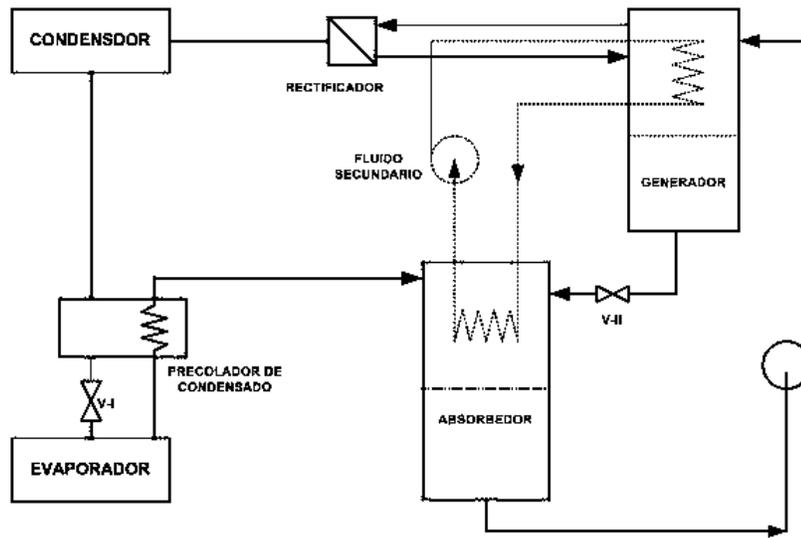


Figura 1.19: Configuración de la máquina de absorción GAX.

1.7.2. Sistemas de deshidratación

Generalidades en el secado mediante energía geotérmica de frutas, verduras y alimentos

La deshidratación (o secado) de frutas o verduras es una de las formas más antiguas de métodos de conservación de alimentos conocidos por el hombre. El proceso implica la eliminación lenta de la mayoría del agua contenida en la fruta o verdura para que el contenido de humedad del producto seco sea inferior al 20 % [67]. Las frutas y verduras secas se pueden producir mediante una variedad de procesos. Estos procesos difieren principalmente por el tipo de método de secado utilizado, que depende del tipo de alimento y del tipo de características del producto final [68,69]. La energía geotérmica es una posible fuente de energía para calentar el aire de secado.

El secado de productos agrícolas es probablemente la aplicación industrial más importante de energía geotérmica de baja o media temperatura (40-150 °C). El aire fresco o reciclado se ve obligado a pasar a través de un intercambiador de calor de régimen aire-agua y a calentarse a temperaturas en el rango de 40-100 °C [67]. El aire caliente pasa a través o por encima de bandejas o correas con los productos crudos, lo que resulta en la reducción de su contenido de humedad. En el secado geotérmico, la energía eléctrica se utiliza para impulsar ventiladores y bombas. Los productos agrícolas que se secan con energía geotérmica incluyen [70,71]: cebolla, ajo, jitomate y varias frutas (manzana, mango, pera, plátano, piña), alfalfa, grano, carne de

coco, etc. Muchas industrias alimentarias y agrícolas utilizan procesos de secado térmico para preservar una gama creciente de alimentos [72]. En los países industrializados, los procesos de secado utilizan del 7 al 15 por ciento del consumo total de energía industrial, pero su eficiencia térmica sigue siendo relativamente baja, del 25 al 50 por ciento. En algunos países altamente industrializados, las operaciones de secado representan más de un tercio del consumo de energía primaria [73]. Por lo tanto, es necesario reducir el consumo de energía mediante el uso de recursos energéticos eficientes para el secado agrícola, y los recursos geotérmicos de baja a media entalpía son la mejor opción. El secado puede utilizar el calor del agua caliente o el vapor de pozos geotérmicos o el calor residual recuperado de una planta geotérmica [74].

Aire como fluido de secado [75]. El aire como fluido de secado tiene varias responsabilidades, tales como: transportar el calor necesario para la evaporación de la humedad, transportar el agua evaporada fuera del deshidratador y, una vez finalizado el proceso de secado, enfriar el producto seco. La temperatura del aire caliente tiene valores limitados dependiendo de los productos en cuestión. Por ejemplo, la temperatura máxima recomendada para secar granos es generalmente de 43 °C. La mayoría de los granos se dañan si se someten a una temperatura de 52 °C o 60 °C cuando se trata de granos molidos. En consecuencia, la duración del proceso de secado depende de la temperatura máxima permitida, es decir, cuanto mayor sea la temperatura del aire de secado, menor será el tiempo necesario para secar el producto. Una temperatura más alta que la permitida en un proceso de secado puede causar daños físicos y químicos a los productos. Las temperaturas superiores a las permitidas para las frutas y verduras causan daños a los nutrientes, estructura, deterioro del aroma, pérdida del color típico y otras pérdidas de calidad. Para evitar tales consecuencias negativas es necesario; usar temperaturas más bajas (adecuadas) para el secado, enfriar los granos secos lentamente, eliminar solo una parte limitada del contenido de humedad (diferente para cada tipo de producto), usar aire con cierta humedad como fluido de secado a temperatura elevada.

Intercambiadores de calor y energía geotérmica [75]. La preparación y conservación de los alimentos es una problemática muy sensible ya que se deben mantener condiciones sanitarias de alto nivel. Esto implica la aplicación inevitable de intercambiadores de calor cuando se usa energía geotérmica. Como se mencionó las temperaturas máximas permitidas para el secado de bioproductos son relativamente bajas (especialmente para el secado de granos, es decir, de 40 a 65 °C), otros productos permiten temperaturas más elevadas. Estos rangos de temperaturas son adecuados para la aplicación de fluidos geotérmicos de baja y media entalpía como fuente de calentamiento. La razón principal para usar intercambiadores de calor en sistemas geotérmicos es limitar las aguas geotérmicas con sus impurezas

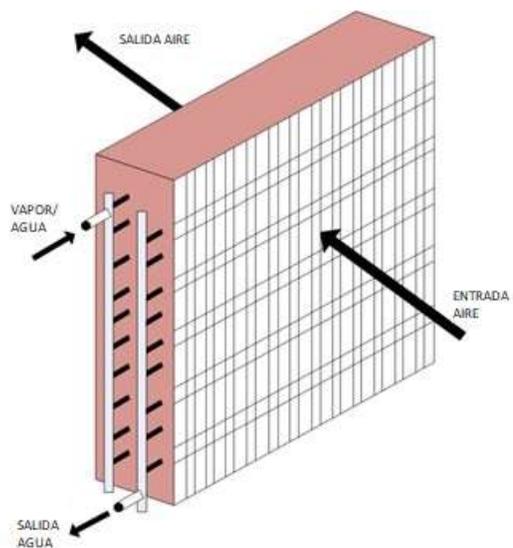


Figura 1.20: Intercambiador de calor geotérmico de régimen agua-aire.

inherentes donde la corrosión o la incrustación pueden controlarse mediante la selección del material o donde la limpieza sea relativamente fácil y económica. Sin embargo, la aplicación del intercambiador de calor implica una disminución adicional de la diferencia de temperatura disponible entre el fluido primario y el secundario; por ejemplo de 3 a 5 °C cuando se usa un intercambiador de calor de placas. Principalmente, el aire se usa como medio de calentamiento para fines de secado. Por lo tanto, el aire se calienta como fluido secundario (a través del intercambiador de calor secundario) si se trata de un sistema más complejo (proyecto geotérmico integrado donde la energía geotérmica se utiliza para muchos propósitos diferentes); o puede circular como fluido secundario en el intercambiador de calor, extrayendo la energía térmica requerida del agua geotérmica. Los intercambiadores de calor geotérmicos consisten en tubos de acero o cobre equipados con aletas de cobre o aluminio para aumentar la superficie de transferencia de calor (Figura 1.20) [3]. Se hace circular agua caliente geotérmica o vapor dentro de las tuberías y se sopla aire a través del intercambiador de calor utilizando un ventilador de hélice. El aire es calentado por el agua caliente geotérmica o vapor y luego se sopla en la cámara de secado para el proceso de deshidratación.

Recurso geotérmico [75]. Cuando una fuente geotérmica está en disposición para ser aplicada con fines de secado, se deben determinar y tener en cuenta los siguientes factores de influencia; distancia del sitio planificado, temperatura del fluido geotérmico, flujo de agua geotérmica, composición química, posible integración con otras aplicaciones, y costo debido a la diferencia de temperatura utilizada. Al tener estos factores y compararlos con la aplicación

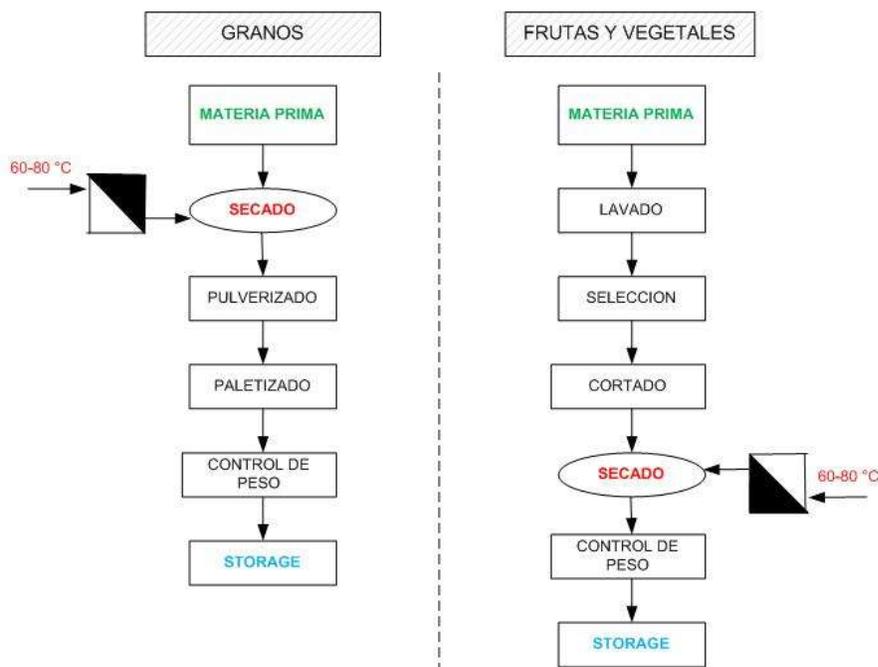


Figura 1.21: Procesos de secado de granos, frutas y verduras.

deseada, se debe tomar la decisión de la factibilidad de utilizar la fuente geotérmica para los procesos de secado.

Procesos de pre-secado/post-secado [75]. La tecnología de los procesos de pre-secado y post-secado es diferente dependiendo del tipo de producto seco (granos, vegetales, frutas) y el resultado deseado (humedad, forma, procesamiento adicional). La Figura 1.21, presenta líneas tecnológicas típicas para granos y frutas y verduras.

Diseño de secadores geotérmicos

El cálculo térmico depende en gran medida de cómo se introduce el calor en el material que se seca. Para el calentamiento por convección, el régimen de secado se define con la temperatura, la velocidad de transmisión y la humedad relativa de los medios de secado; aunque para otras formas de introducción de calor en el proceso de secado (contacto, radiación térmica, corriente con alta frecuencia, etc.) la intensidad del flujo de calor se establece de modo que la temperatura del material no se cruce dado el valor límite. El secado de productos agrícolas generalmente implica un secado por convección. El cálculo térmico de los hornos de secado y el cálculo de la construcción dependen no solo de cómo se introduce el calor, sino también del tipo y construcción del horno. Los términos de referencia para el diseño

del secador deben consistir en; tipo de secador, material a secar con su humedad inicial y final, régimen de secado o los parámetros iniciales del aire de secado. Al diseñar secadores convectivos, es esencial considerar principalmente; el esquema principal del secador, realizar el balance de materia y calcular el flujo de humedad en el secador, determinar el flujo másico necesario para calentar el material, luego el flujo térmico que se expulsa a los alrededores a través de las paredes y el flujo térmico necesario para la evaporación de la humedad y el equilibrio interno del secador, entre otros. La fase final del diseño es la determinación de los indicadores tecno-económicos básicos, es decir; los gastos de inversión totales y específicos, el número necesario de personal para la explotación de la masa seca y el precio de secado de 1 kg de humedad evaporada [75].

Tipos de secadores convectivos

Hay tres formas básicas de secado por convección [75]:

- **Secado con recalentamiento del aire.** Secadores multizona, para el secado de materiales termo sensibles, que no permiten el uso de aire con altas temperaturas iniciales.
- **Secado con recirculación del aire.** El aire que sale del secador se expulsa parcialmente a la atmósfera y se mezcla parcialmente con aire fresco, donde la masa del aire fresco es igual a la del aire agotado.
- **Combinación.** Este proceso de secado se utiliza principalmente en secadores multizona, con flujo de contracorriente.

Secadores de cámara [3,75]. Estos tipos de secadores funcionan periódicamente y operan a presión atmosférica. La parte básica del secador de cámara (Figura 1.22) es la cámara con sección transversal rectangular, donde se coloca el material. El material está en posición fija durante todo el ciclo de secado. La carga y descarga del material se realiza desde un lado del secador. Pueden ser con; bandejas, compartimentos, ganchos y con vagones. Normalmente, el uso es para el secado de madera, placas aislantes, objetos de cerámica y silicato, diferentes materiales dispersos y fibrosos. La aplicación es conveniente para pequeñas cantidades de material y en los casos en que se requiere una regulación precisa del régimen de secado. Estos secadores se caracterizan por una baja productividad y un período de secado más largo. El lado negativo de este tipo de secadoras es la gran necesidad de trabajo manual.

Secadores de túnel [3,75]. Estos tipos de secadores tienen un principio continuo de trabajo. La parte básica del secador (Figura 1.23) es la cámara de secado alargada. Los

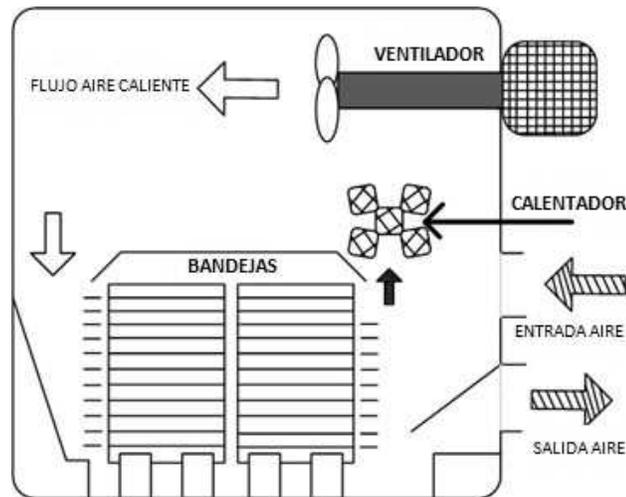


Figura 1.22: Secador de cámara o de bandejas

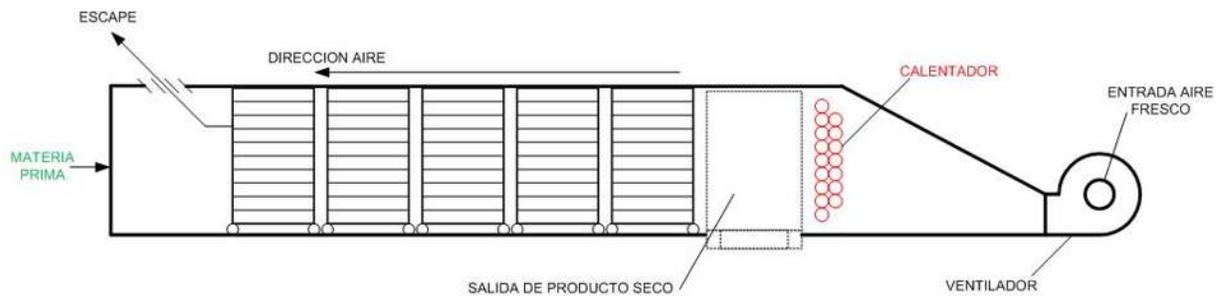


Figura 1.23: Secador de túnel.

vagones interconectados se mueven lentamente sobre rieles a lo largo de la cámara. A la entrada y a la salida, el túnel está equipado con puertas herméticas. Se abren de forma simultánea y periódica para permitir la carga y descarga del secador con material. El aire de secado se mueve en la misma dirección o en dirección opuesta al movimiento del material seco. La circulación del aire puede ser natural o forzada, pero se logra un mejor efecto con el movimiento forzado a contracorriente. Los secadores de túnel pueden funcionar con un solo uso del aire calentado, con recirculación o con recalentamiento de aire.

Secadores de banda transportadora [75]. Los secadores de cinta transportadora se utilizan para secar algodón, lana y otros materiales fibrosos (con un espesor de 5 a 7 mm y un ancho de 20 a 30 mm: frutas, verduras, té, paja de cáñamo, turba, etc.). Estos secadores tienen un principio continuo de trabajo (Figura 1.24), mediante el uso de una cámara, donde el material de secado se coloca y se mueve sobre la tira de carga. El secado se realiza con una temperatura del aire (o gas) entre 70 y 170 °C. La circulación del aire de secado se habilita

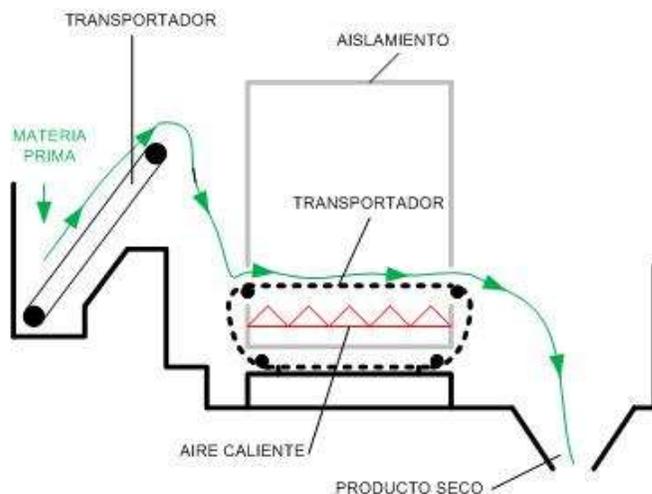


Figura 1.24: Secador de banda transportadora.

mediante el uso de ventiladores axiales. El material seco se recoge de las tiras en una cesta u otro dispositivo de transporte. Estos secadores se construyen con un ancho de línea de 2 a 2.2 m y longitudes de 40 m. El lado negativo es el secado desigual a través de la altura de la capa, que se reduce en gran medida gracias a la mezcla al pasar de una a otra tira. Otro aspecto negativo es la suciedad que proviene de las partículas que pasan a través de la pantalla de protección que cae sobre el intercambiador de calor. El consumo de calor específico es 5,000 a 7,500 kJ/kg.

Secadores de tambor [75]. Estos tipos de secadores son adecuados para el secado de cerveza y desechos de azúcar, granos, plantas de alimentos y otros materiales. La parte básica es el tambor cilíndrico horizontal o inclinado (Figura 1.25), con 0.5 a 0.8 vueltas por minuto, permite mover y mezclar el material disperso. El ángulo del tambor con respecto a una línea horizontal (para el movimiento gradual del material de un extremo al otro) suele ser de 0.5 a 3 grados. Dentro del tambor y dependiendo del material, se colocan diferentes tipos de compartimentos que contribuyen a un mejor secado del material. El consumo de energía de térmica de un secador de este tipo oscila en el orden de 3,350-5,000 kJ/kg, mientras que el consumo de electricidad para torneado y ventilación oscila entre los 5 a 7 kWh/1,000 kg.

Secadores neumáticos [75]. La parte básica de estos secadores es la cámara o tubo (Figura 1.26) en el que el material disperso se seca durante el transporte neumático. La velocidad del aire debe ser mayor que la velocidad de levitación de las partículas (10 a 20 % que la velocidad de levitación de las partículas más grandes) para transportar las partículas. Se mantiene en el marco de 10 a 40 m/s dependiendo de las dimensiones de las partículas.

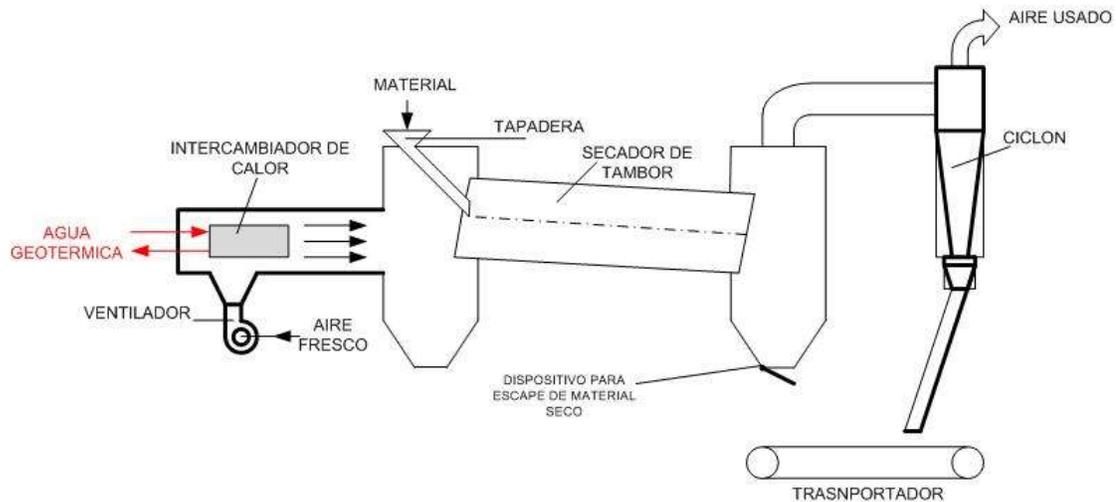


Figura 1.25: Secador de tambor.

Eso requiere un consumo adicional de electricidad. Principalmente, el trabajo de los secadores neumáticos es continuo. Se usan para secar granos, lácteos picados, hojas de vegetales, etc. El paso de partículas a través del tubo no excede de 1 a 2 segundos, y es por eso que es posible evaporar solo la humedad superficial que resulta en una disminución del contenido de humedad de solo 6 a 10 %. El consumo de energía térmica oscila entre los 3,800 a 6,700 kJ/kg.

1.7.3. Otros usos directos de la energía geotérmica

Calefacción de invernaderos

La calefacción de invernaderos es uno de los usos más comunes de los recursos geotérmicos. Debido a los importantes requisitos de calefacción de los invernaderos y su capacidad para usar fluidos a muy baja temperatura. Rafferty [76], indica que la evaluación de un proyecto de un invernadero implica la consideración de los requisitos de calefacción de la estructura y el sistema para cumplir con esos requisitos.

Construcción de invernaderos [76]. Para hacer una evaluación de los sistemas de calefacción geotérmica para invernaderos, primero es necesario examinar los diferentes requisitos de calefacción impuestos por varios métodos de construcción. En general, la construcción puede ser de; vidrio, película de plástico, fibra de vidrio o combinación de los materiales indicados. Todos los anteriores están generalmente contruidos con marcos de acero o aluminio.

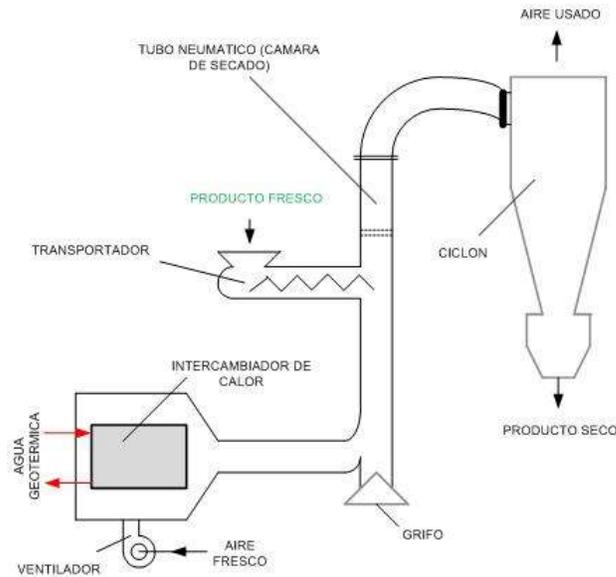


Figura 1.26: Secador neumático.

Requerimientos de calefacción [76]. Para seleccionar un sistema de calefacción para un invernadero, el primer paso es determinar el requisito de calentamiento máximo para la estructura. La pérdida de calor para un invernadero se compone de dos componentes: la primera es la pérdida de transmisión a través de las paredes y el techo, la segunda componente corresponde a las pérdidas de infiltración y ventilación causadas por el calentamiento del aire exterior frío.

Sistemas de calefacción de invernadero [76]. Básicamente, existen seis sistemas diferentes de calefacción geotérmica que se aplican a los invernaderos; tubo aleteado, calentadores unitarios estándar, calentadores unitarios de baja temperatura, unidades de ventilador de bobina, calentamiento de suelos y tubo desnudo. A menudo, la elección del tipo de sistema de calefacción no está dictada por consideraciones de ingeniería, como el uso máximo del recurso geotérmico disponible o incluso el sistema más económico, sino por la preferencia del productor.

Intercambiadores de calor [76]. En la mayoría de las aplicaciones geotérmicas, se requiere un intercambiador de calor para separar el equipo de calefacción real del fluido geotérmico. Esto se debe a la incrustación y corrosión asociadas con la mayoría de los fluidos geotérmicos. En general, el intercambiador de calor se coloca entre dos circuitos circulares, el circuito geotérmico y el circuito limpio, como se muestra en la Figura 1.27.

Tubo aleteado [76]. Como su nombre lo indica, la tubería con aletas generalmente está

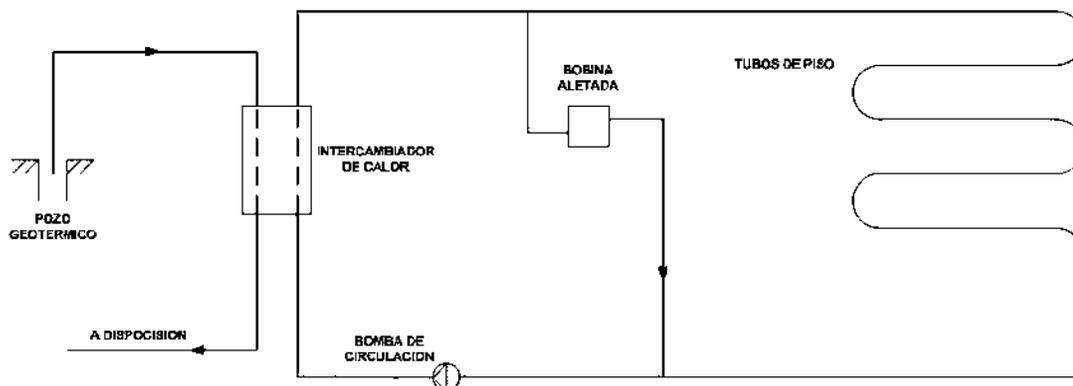


Figura 1.27: Circuitos en la calefacción de invernaderos.

construida de acero o cobre con aletas de acero o aluminio unidas al exterior. Estas aletas pueden ser de forma circular, cuadrada o rectangular. En el rango de tamaño empleado en invernaderos, la tubería de acero con aletas de acero es más común. Dado que la mayoría de los equipos de calefacción de tubería con aletas utilizados en proyectos geotérmicos se diseñaron originalmente para uso estándar de agua caliente, la capacidad de calefacción generalmente se basa en una temperatura promedio del agua de 93 °C o más y una temperatura del aire de entrada de 18 °C.

Calentadores de unidad estándar [76,77]. Los calentadores de la unidad consisten en una bobina con aletas y un pequeño ventilador de hélice contenido en una unidad prediseñada. Estas unidades están disponibles en configuraciones horizontales o verticales y generalmente se cuelgan de la estructura del invernadero a nivel del techo. El aire se descarga directamente en el invernadero o en un tubo de distribución de plástico perforado (tubo de polietileno).

Calentadores unitarios de baja temperatura [76,77]. Los calentadores unitarios de baja temperatura son similares a los calentadores unitarios estándar; pero su diseño está optimizado para la operación a baja temperatura del agua. Estas unidades incorporan una batería de agua más efectiva y un ventilador de mayor capacidad. Son más grandes y pesados que los calentadores unitarios estándar, y en algunas aplicaciones, pueden requerir soporte adicional si se suspenden del techo. Estas unidades tienen una configuración horizontal y utilizan un ventilador tipo hélice.

Calentadores de ventilador de bobina [76]. Estas unidades consisten en una bobina aleteada y un ventilador centrífugo en un solo gabinete. En este tipo de sistema, la bobina es mucho más gruesa y generalmente tiene un espacio de aleta más cercano que la bobina en un calentador unitario. Los calentadores unitarios generalmente tienen una bobina de

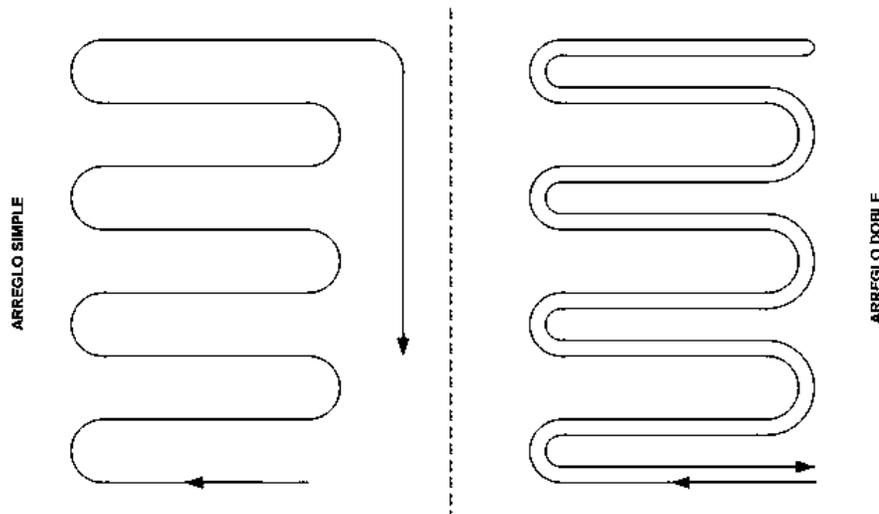


Figura 1.28: Arreglos para calentamiento de suelos en invernaderos.

una o dos filas. Una bobina diseñada a medida puede tener hasta seis u ocho filas. Las filas adicionales de tubos crean más área de superficie. El área de superficie agregada permite una transferencia de calor más efectiva, lo que resulta en la capacidad de extraer más calor del agua.

Calentamiento de suelos [76]. Este sistema generalmente implica el uso del piso del invernadero como un radiador gigante. Los tubos, a través de los cuales circula agua caliente, están enterrados en el piso del invernadero. El calor del agua tibia se transfiere a través del tubo al suelo y, finalmente, al aire en el invernadero. En el pasado, los materiales de los tubos eran generalmente de cobre o acero. Debido a los problemas de corrosión y expansión con estos materiales, los materiales no metálicos han experimentado una aplicación cada vez mayor en los últimos años. El procedimiento para diseñar un sistema de calentamiento de suelos o suelo radiante consiste en; la determinación de la carga de calor para el invernadero, el cálculo de la temperatura del piso requerida para cumplir con la carga y el cálculo del tamaño requerido, la profundidad y la separación de los tubos. La Figura 1.28, muestra, los arreglos de enterramiento tipo de tuberías en los invernaderos por calentamiento de suelo.

La salida de calor del piso ocurre por dos mecanismos: convección y radiación. Una vez calculada la pérdida de calor del invernadero, se divide por el área del piso (generalmente alrededor de un 10 % menos que el área real del piso).

Sistema de tubo desnudo [76]. Este sistema implica el uso de tubos desnudos, generalmente de polibutileno de diámetro pequeño o material similar. La tubería se instala en el piso o se suspende debajo de bancos. Es preferible que el tubo esté ubicado bajo en el

invernadero, aunque una parte puede ubicarse en la parte superior. Independientemente de la ubicación de la instalación, es muy importante que la tubería esté dispuesta de manera que cada tubo esté separado de los demás. Si los tubos se agrupan, la superficie efectiva de intercambio de calor de cada uno se reduce, lo que disminuye la capacidad de calentamiento.

Acuicultura

El agua caliente geotérmica se usa para calentar agua dulce en intercambiadores de calor o se mezcla con agua dulce para obtener temperaturas adecuadas para la piscicultura [3]. El calentamiento de estanques de acuicultura y canales se encuentra entre las aplicaciones más comunes de energía geotérmica. Permiten realizar operaciones de acuicultura en climas más fríos o cerca de mercados donde las fuentes de calefacción alternativas no son económicas [78]. El objetivo de la acuicultura geotérmica es calentar el agua a la temperatura óptima para las especies acuáticas. Esto implica la cría de organismos de agua dulce o marinos en un ambiente controlado para mejorar las tasas de producción. El agua geotérmica se usa comúnmente para calentar agua en canales, estanques y tanques. La temperatura del agua depende de las especies involucradas, que van de 13 a 30 °C. Al controlar la temperatura de cría, la tasa de crecimiento de los peces se puede aumentar en un 50 a 100 %, lo que aumenta el número de cosechas por año. El requisito de calefacción para un estanque exterior típico en una zona climática de temperatura puede ser de aproximadamente 2.5 MJ/hr/m² y una instalación de 2.0 ha podría requerir una capacidad instalada de 14 MWt. Con un factor de carga de 0.60, el requerimiento de calefacción anual puede ser de 260 TJ/año. La calidad del agua y el control de enfermedades son importantes en la piscicultura y deben tenerse en cuenta al usar fluidos geotérmicos directamente en los estanques [79].

Las principales especies criadas de esta manera son la carpa, el bagre, el bajo, la tilapia, las ranas, el salmonete, las anguilas, el salmón, el esturión, los camarones, la langosta, el cangrejo de río, los cangrejos, las ostras, las almejas, las vieiras, los caimanes, los mejillones y el abulón. Se ha demostrado que se puede producir más pescado en un período de tiempo más corto si la energía geotérmica se usa para el calentamiento de estanques de acuicultura y canales en lugar de agua que depende del sol para su calentamiento [80]. Cuando la temperatura del agua cae por debajo de los valores óptimos, los peces pierden su capacidad de alimentarse porque su metabolismo corporal básico se ve afectado. Un buen suministro de agua geotérmica a temperatura constante, puede superar incluso a un clima naturalmente templado. La temperatura óptima es generalmente más importante para las especies acuáticas que los animales terrestres, lo que sugiere que el potencial de la energía geotérmica en

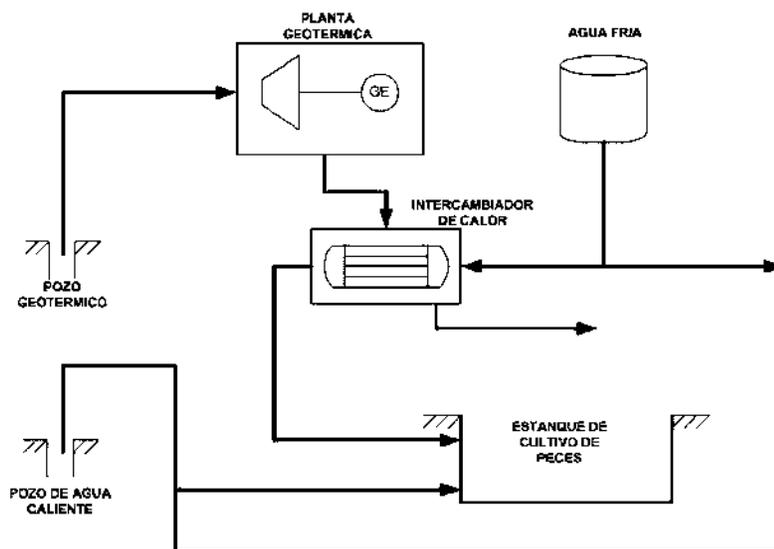


Figura 1.29: Cultivo de peces mediante calor residual de una planta geotérmica.

la acuicultura puede ser mayor que en la cría de animales, como la cría de cerdos y pollos [81]. Los animales terrestres crecen mejor en un amplio rango de temperaturas, desde poco menos de 10 °C y hasta aproximadamente 20 °C. Las especies acuáticas como el camarón y el bagre tienen un rango más estrecho de producción alcanzando temperaturas de 30 °C. Sin embargo, la trucha y el salmón; alcanzan una temperatura de 15 °C [78].

Por otra parte, para determinar la pérdida de calor en el diseño de estanques calentados geotérmicamente, es necesario seleccionar primero la temperatura a la que se debe mantener el agua. Luego, se deben considerar el intercambio de calor entre las especies sometidas al análisis y la atmósfera del lugar, así como considerar algunos mecanismos de transferencia de calor; convección, evaporación, radiación y conducción [82]. La Figura 1.29, muestra un esquema de aprovechamiento geotérmico en un estanque de cultivo de peces.

Cultivo de algas y secado de algas

La producción de algas en entornos protegidos mediante calentamiento geotérmico proporciona cultivos consistentes de alta calidad. La espirulina y otras algas se venden como alimentos saludables y curas médicas en muchos países del mundo [83]. La espirulina es un cianofito fotosintético (alga verdeazul) que crece vigorosamente a pleno sol bajo altas temperaturas y condiciones altamente alcalinas [3]. Cuando las condiciones son buenas, la producción es constante y de alta calidad. La espirulina generalmente se cultiva en estanques

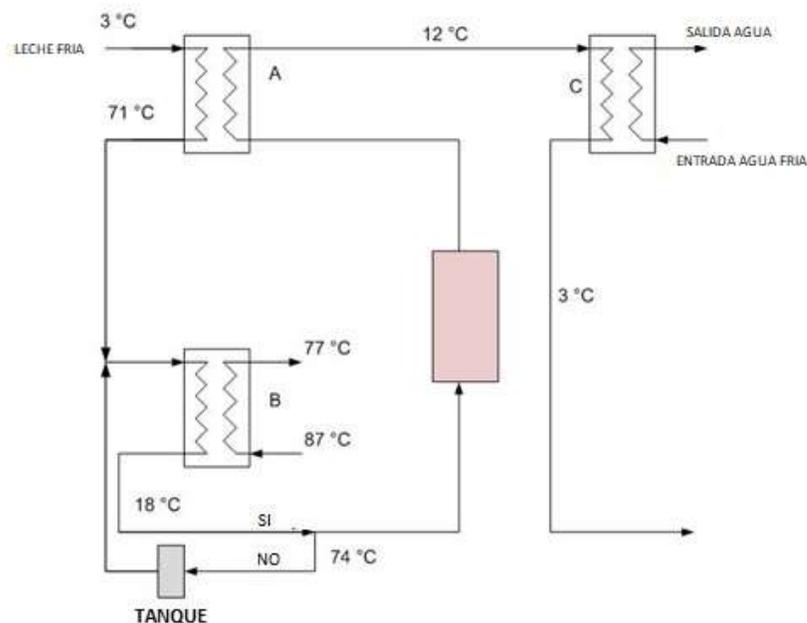


Figura 1.30: Pasteurización mediante energía geotérmica.

poco profundos, con ruedas de paletas que mezclan el cultivo. Las temperaturas óptimas oscilan entre 35 y 37 °C. Por otra parte, desde la antigüedad, las algas se han secado en secadores de cinta, en secadores rotativos de doble y triple paso. En 1947 Jónsson utilizó combustible fósil y, en algunos casos, agua geotérmica para el secado de estas especies. En 1939 a 1941, el secado de algas marinas por calor geotérmico se intentó por primera vez en Islandia, pero hasta 1975 se realizó el proceso a escala comercial. El capelín fue uno de los secadores de bandas que empleó de manera exitosa el calor geotérmico [84].

Pasteurización de la leche

La leche es un alimento nutritivo y una parte importante de la dieta de los seres humanos. La calidad de la leche se deteriora rápidamente después de la recolección, principalmente como resultado de la actividad enzimática y el crecimiento de microorganismos, en particular en condiciones de producción y almacenamiento antihigiénicas a temperatura ambiente [3]. Para evitar la actividad enzimática y el crecimiento microbiano, la leche debe ser procesada usando tratamientos de alta temperatura, tales como la pasteurización (ver Figura 1.30) o el proceso de ultra-alta temperatura [85,86].

La energía geotérmica en forma de agua caliente se puede utilizar para los procesos de pasteurización de la leche y de secado, mientras que el vapor geotérmico se puede utilizar para

la evaporación de la leche y el proceso. Un diagrama de flujo del proceso de pasteurización de la leche se muestra en la Figura 1.30. La leche fría a una temperatura de 3 °C se precalienta a 71 °C en un intercambiador de calor de placas. Posteriormente La leche caliente se hace pasar a través de un intercambiador de calor para la pasteurización, donde se calienta al menos a 78 °C durante 15 segundos. Después de la pasteurización, la leche caliente se hace pasar a través del homogeneizador y luego de vuelta a través a un intercambiador de calor de placas donde se debe enfriar a 12 °C. Finalmente se enfría a 3 °C por el agua fría en el intercambiador de calor de placas antes de su envasado y almacenamiento. La temperatura del agua caliente geotérmica de la entrada debe oscilar alrededor de los 87 °C y debe ceder 10 °C en su paso por el intercambiador de calor ($\Delta T=10$) [87,88]. Los flujos de agua y de leche se mueven en el intercambiador de calor de placas a manera de contraflujo. El flujo de agua y la circulación son controladas por la colocación de las juntas de la placa, que se instalan para evitar la mezcla de la leche y el agua caliente.

Procesos de precalentamiento y calentamiento

La energía geotérmica se puede utilizar eficazmente para el precalentamiento y calefacción de procesos en la industria de procesamiento de alimentos. Tanto el vapor geotérmico y agua caliente geotérmica a temperaturas en el rango de 90 a 150 °C se utilizan comúnmente. Dos tipos de tanque de calentamiento se utilizan para la calefacción [3]; el primero es un depósito de calentamiento de doble concha con tubos en espiral entre las conchas (Figura 1.31) y el segundo es un tanque de calentamiento con espiral interna o tubos en zigzag (Figura 1.32).

Procesos de evaporación y destilación

Los procesos de evaporación y destilación se aplican en muchas industrias de procesamiento de alimentos, tales como los procesos de elaboración de azúcar, licor de menta y de destilación, para ayudar a la concentración de los productos alimenticios [89]. La evaporación se puede realizar con un proceso por lotes o en un sistema continuo. La temperatura requerida para la evaporación y destilación varía en función del producto que se está procesando, pero comúnmente las temperaturas de funcionamiento oscilan entre 80 °C a 120 °C. El vapor y el agua caliente geotérmica son fuentes potenciales de energía que se pueden utilizar en los procesos de evaporación y destilación. Los fluidos geotérmicos se suministran por lo general a un intercambiador de calor, donde se descarga calor al líquido diluido. Una típico procedimiento consiste en un evaporador de cámara vertical con un intercambiador de calor tubular

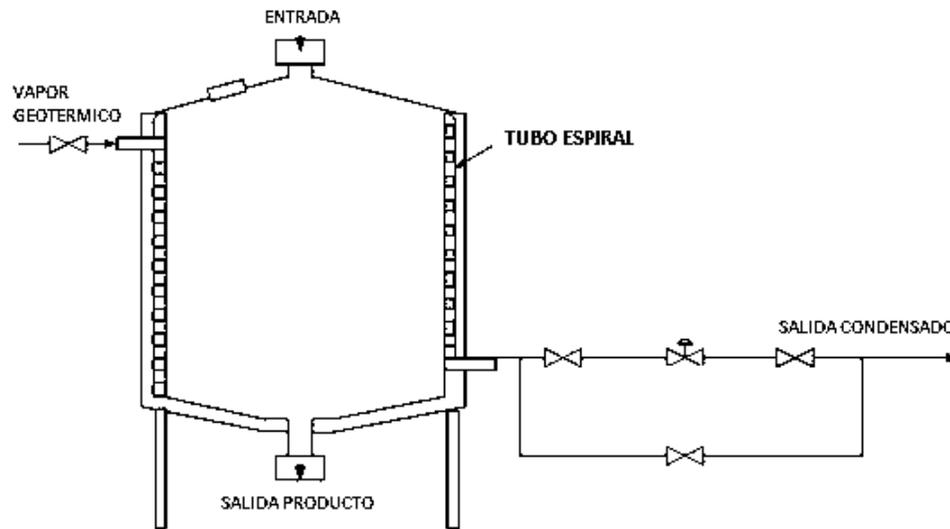


Figura 1.31: Depósito de calentamiento de doble concha con tubos en espiral entre las conchas.

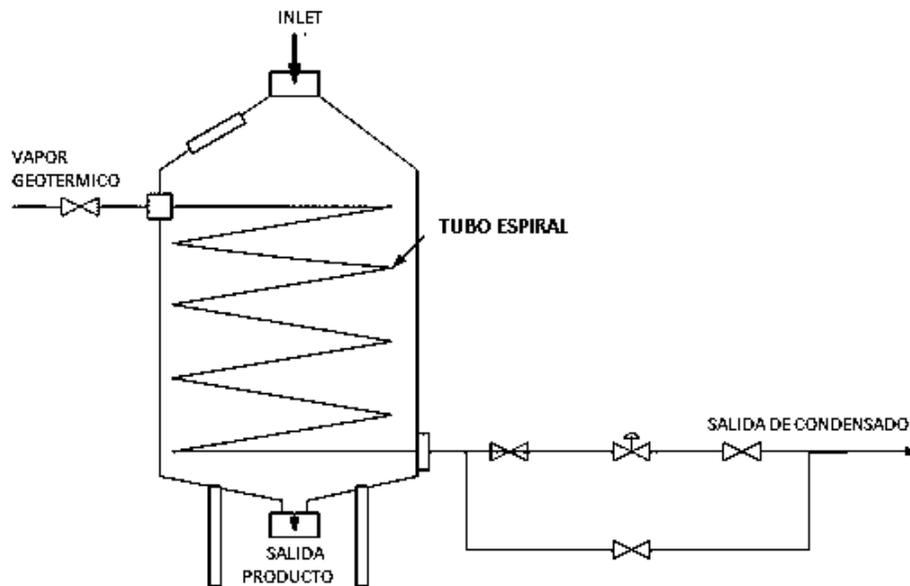


Figura 1.32: Tanque de calentamiento con espiral interno.

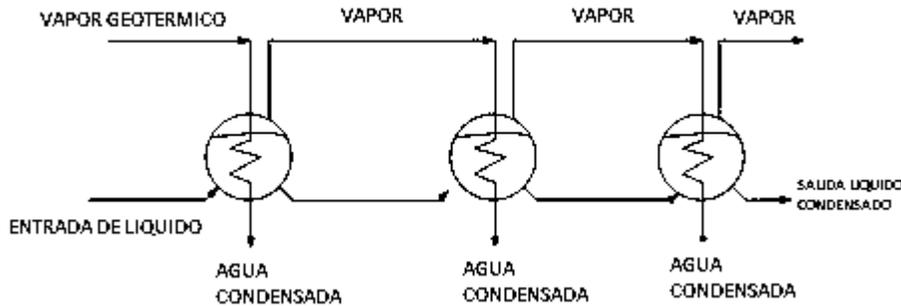


Figura 1.33: Procesos de evaporación y destilación.

y una cámara de separación de vapor geotérmico donde se hace circular el vapor fuera de los tubos y el líquido se mueve hacia arriba en los tubos. Una vez dentro de los tubos, el líquido comienza a hervir y se expande. La mezcla líquido-vapor se separa a continuación. El líquido concentrado se puede extraer directamente o mezclado con el líquido diluido [90]. Dos o tres evaporadores pueden ser unidos entre sí para aumentar la eficacia del intercambio de calor (ver Figura 1.33) [3].

Pelar y blanquear procesos

El pelado y el blanqueo son pasos importantes de pre-procesamiento en muchas industrias de procesamiento de alimentos, como las de frutas y verduras [3]. En el proceso de pelado, los alimentos se introducen en un baño de agua caliente donde la piel o la capa externa se ablandan antes de fregarlas mecánicamente o lavarlas. El equipo de pelado suele ser de flujo continuo en el que se aplica agua caliente geotérmica o vapor directamente a la corriente del producto, o indirectamente calentando el baño del producto [89]. La Figura 1.34, muestra un esquema de utilización de la energía geotérmica en este tipo de procesos.

Antes de algunas operaciones de procesamiento, como el enlatado, la congelación o la deshidratación, las verduras o frutas a menudo se blanquean para inhibir la actividad enzimática y el crecimiento microbiano, eliminar el gas del tejido vegetal, encoger y suavizar el tejido y mantener algunas propiedades naturales de los alimentos. En el escaldado, la comida se calienta rápidamente a una temperatura predeterminada, se mantiene a esa temperatura durante un tiempo establecido y luego se enfría rápidamente o se pasa inmediatamente a la siguiente etapa de procesamiento. Como las propiedades del líquido de blanqueo generalmente deben controlarse estrechamente, los fluidos geotérmicos se utilizan para proporcionar la energía requerida a través de intercambiadores de calor. Las temperaturas comunes para los

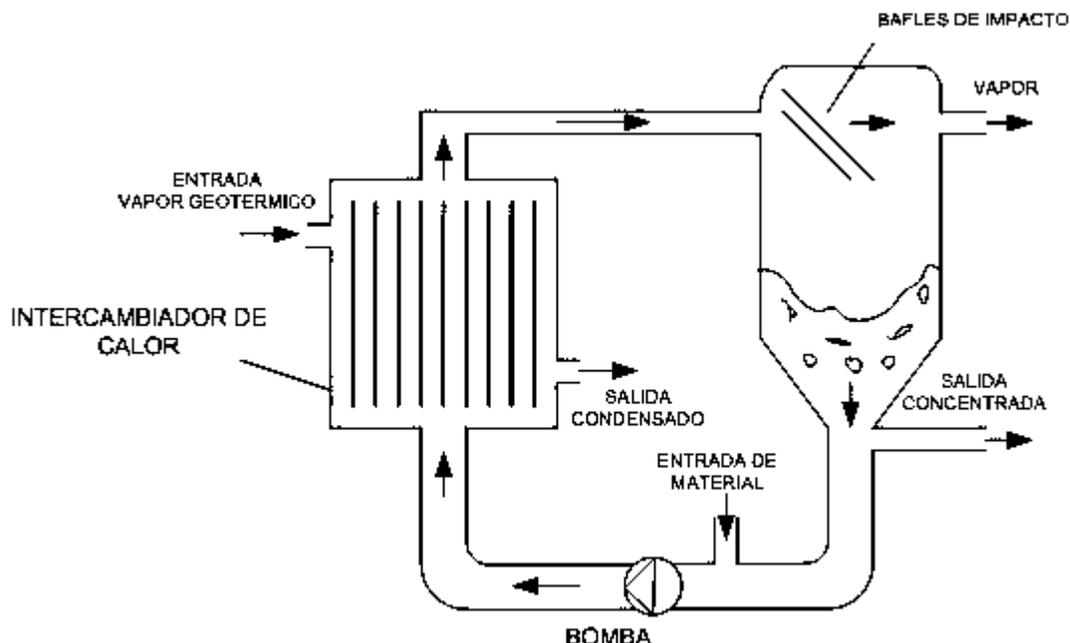


Figura 1.34: Esquema típico de pre-procesamiento de alimentos mediante energía geotérmica.

procesos de pelado y blanqueado varían de 77 °C a 104 °C [89].

Procesos de esterilización

La esterilización es un paso importante en una amplia gama de industrias, como el enlatado de carne y pescado, para detener el crecimiento de bacterias, particularmente *Clostridium botulinum*. La temperatura y el tiempo recomendados para matar la bacteria *C. botulinum* son 121 °C durante tres minutos. La temperatura de referencia para los procesos de esterilización de alimentos es, por lo tanto, de 121 °C [3]. El vapor geotérmico se usa normalmente para los procesos de esterilización de alimentos, pero se puede usar agua caliente geotérmica o vapor a una temperatura de 105-120 °C para esterilizar equipos en las industrias de procesamiento y envasado de alimentos [89].

Riego con agua geotérmica

El agua geotérmica a temperaturas en el rango de 40 a 75 °C se puede usar para calentar cultivos de invierno en la agricultura de campo abierto e invernaderos. También se usa directamente para el riego de oasis. El agua geotérmica se suministra a través de un sistema de

tuberías de riego de superficie y/o un dispositivo de calentamiento de tuberías enterrado bajo el suelo. Cuando se usa agua geotérmica en el riego, la composición química y la salinidad del agua deben controlarse cuidadosamente para evitar daños a las plantas [3]. En Túnez, por ejemplo, el uso de agua geotérmica tanto para calentar como para regar invernaderos está demostrando ser una opción prometedora y económicamente viable. Después de calentar los invernaderos, el agua geotérmica se recolecta en grandes estanques de concreto donde se enfría y almacena hasta que sea necesario para el riego, generalmente en campos cercanos. Los estanques pequeños y simples con revestimientos de plástico proporcionan una alternativa práctica y más barata para los agricultores individuales [91].

1.8. Utilización de la energía geotérmica en plantas combinadas de calor y electricidad

En muchos lugares es común combinar la generación de energía y el uso directo de calor en una sola planta geotérmica. Al capturar parte del calor residual en la salmuera restante antes de que se reinyecte, se mejora la eficiencia de utilización general del recurso. Las plantas combinadas de calor y electricidad no son un nuevo concepto de uso de energía, ya sea de combustibles fósiles convencionales o de energía geotérmica. Al combinar los usos del calor con la generación de energía, la planta de energía se vuelve cada vez más eficiente, lo que a su vez mejora la economía de la planta de energía. Esto es particularmente cierto en las plantas de energía geotérmica, donde las eficiencias termodinámicas son típicamente mucho más bajas que las plantas de energía convencionales, debido a las temperaturas más bajas del fluido de trabajo. La Figura 1.35, ilustra una planta de energía de simple flash en la que se envía una corriente de la salmuera separada a una instalación de calentamiento de agua para satisfacer las necesidades de varios usuarios finales. El banco de intercambiadores de calor primarios se ubica cerca de la planta de energía para evitar la pérdida excesiva de calor de la salmuera y permitir que se reinyecte en el depósito. Se muestra un suministro de agua que se entrega a los intercambiadores de calor primarios desde las bombas de pozo. Los intercambiadores de calor secundarios se ubican cerca de los usuarios finales para permitir que el agua de la red se caliente para consumo doméstico o calefacción [19].

La eficiencia de utilización general de la planta, incluye la generación de energía y el calentamiento, es decir, es la relación de la suma de todos los resultados y la energía geotérmica requerida para la activación. Sin embargo, la eficiencia de todo tipo de planta térmica está condicionada por la temperatura del recurso de activación de la planta. Las plantas combina-

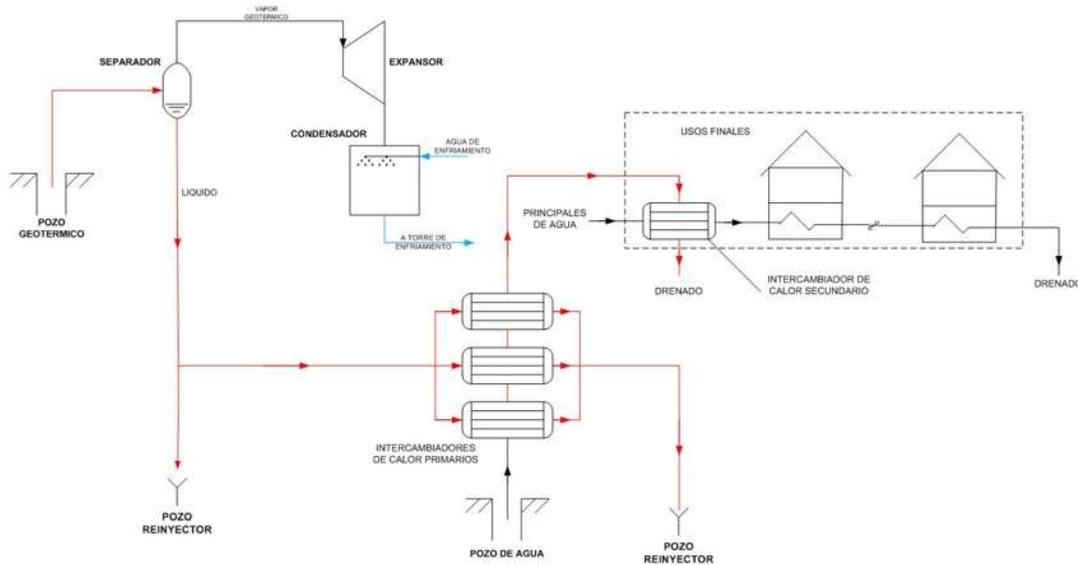


Figura 1.35: Planta geotérmica de calor y electricidad.

das de calor y electricidad geotérmicas, se vuelven muy atractivas cuando la temperatura del recurso geotérmico se encuentra por debajo de los $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ [92]. Los altos costos de perforación hacen que estas plantas de energía geotérmica no sean económicamente competitivas o no sean económicamente competitivas sin algún tipo de tarifa de alimentación. Es por ello que una forma de mejorar la economía general de la planta es proporcionando múltiples tipos de salidas de energía, en lugar de solo energía eléctrica.

En el mundo existen instalaciones de plantas que combinan la producción de calor y electricidad mediante el uso de la energía geotérmica. Estas instalaciones han estado en funcionamiento durante más de 30 años y hacen un uso más eficiente de los recursos geotérmicos al conectar en cascada el fluido geotérmico para aplicaciones de temperatura sucesivamente más bajas, mejorando así la economía de todo el sistema dramáticamente [93]. El uso en cascada, es otra forma de muy comúnmente conocida mediante la que se conocen las plantas combinadas de calor y electricidad. En el Capítulo 2, se describirán caso prácticos y teóricos de la utilización de la energía geotérmica en la producción combinada de electricidad y usos directos (utilización en cascada), pero aquí se presentaran los principios básicos de las aplicaciones combinadas de la energía geotérmica.

1.9. Referencias

1. Anon, Direct utilization of geothermal energy: a symposium, pp. 1–10, 1978.

2. G. Meyers, Geothermal energy : advantages and disadvantages, planetsave, pp. 1–8, 2016.
3. M. Van Nguyen, S. Arason, M. Gissurarson, y P. G. Pálsson, Uses of geothermal energy in food and agriculture: opportunities for developing countries. 2015.
4. J. W. Lund, Development and utilization of geothermal resources, ISES Sol. World Congr. 2007, ISES 2007, vol. 1, pp. 87–95, 2007.
5. IDAE, Guia de Geotermia, vol. 4, no. 3. 2008.
6. Division de geotermia. Energía Geotérmica, 2007.
7. I. B. Fridleifsson, Geothermal energy for the benefit of the people, vol. 5, pp. 299–312, 2001.
8. U. Serpen, N. Aksoy, T. Öngür, İ. Maslak y İ. Torbali, Present status of geothermal energy in Turkey Istanbul Technical University, Petroleum and natural gas engineering department, Dokuz Eylül University, Torbali Technical Vocational School of Higher Education, 2010.
9. Conceptos generales geotermia ¿Qué es la geotermia?, pp. 104–105.
10. G. Llopis, y V. Angulo, Guía de la Energía Geotérmica, pp. 1-172.
11. G. Hiriart, Evaluacion de la energia Geotermica en Mexico, pp 1-161, 2011.
12. G. Hiriart, Evaluación de la Energía Geotérmica en México Particularidades de las tecnologías para generación con energías renovables.
13. R. Bertani, Geothermal power generation in the world 2010-2014 update report, Geothermics, vol. 60, no. April, pp. 31–43, 2016.
14. D. Moya, C. Aldás, y P. Kaparaju, Geothermal energy : Power plant technology and direct heat applications, Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 94, no. May, pp. 889–901, 2018.
15. M. Ayub, A. Mitsos, y H. Ghasemi, Thermo-economic analysis of a hybrid solar-binary geothermal powerplant, Energy, vol. 87, pp. 326–335, 2015.
16. P. Valdimarsson, Geothermal power plants and main components, short course Geotherm. Drilling, Resour. Dev. Power Plants, p. 24, 2011.

17. R. DiPippo, Geothermal energy electricity generation and environmental impact, *Energy Policy*, vol. 19, no. 8, pp. 798–807, 1991.
18. H. Dickson y M. Fanelli, Geothermal energy utilization and technology, *Perdana*, vol. 53, no. 9. 2018.
19. R. Dippipo, Geothermal power plants, Principles, applications, case studies and environmental impact., *Secund Edition*, pp. 11–13, 2007.
20. R. DiPippo, Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids, *Geothermics*, vol. 33, no. 5, pp. 565–586, 2004.
21. M. Kopuničová, Feasibility study of binary geothermal power plants in eastern Slovakia analysis of ORC and kalina power plants, p. 73, 2009.
22. P. Colonna et al., Organic rankine cycle power systems: from the concept to current technology, applications, and an outlook to the future, *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 137, no. 10, 2015.
23. T. Tartière y M. Astolfi, A world overview of the organic rankine cycle market, The overview the organic rankine assessing the feasibility of the heat, *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 2–9, 2017.
24. KCORC, Knowledge center organic rankine cycle, History, pp. 0–2, 2019.
25. M. Ahmad y M. N. Karimi, Thermodynamic analysis of kalina cycle, *Int. J. Sci. Res.*, vol. 5, no. 3, pp. 2244–2249, 2016.
26. N. K. Pilodia, S. Wanve, A. Maheshwari, and M. Kumar, Kalina Cycle (waste heat recovery applications) – A Review, vol. 8, pp. 1369–1376, 2018.
27. X. Zhang, M. He, y Y. Zhang, A review of research on the Kalina cycle, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 16, no. 7, pp. 5309–5318, 2012.
28. A. T. Submitted et al., Use of multicomponent fluid for waste heat recovery using kalina cycle, no. 110, 2013.
29. F. Xu, D. Yogi Goswami, y S. S. Bhagwat, A combined power/cooling cycle, *Energy*, vol. 25, no. 3, pp. 233–246, 2000.

30. G. Tamm, Y. D. Goswami, S. Lu, y A. A. Hasan, A novel combined power and cooling thermodynamic cycle for low temperature heat sources - Part 1: theoretical investigation, *Int. Sol. Energy Conf.*, no. June 2016, pp. 31–37, 2002.
31. S. Lu, Theoretical analysis of ammonia-based combined power/refrigeration cycle at low refrigeration temperatures, no. January, 2002.
32. C. Martin y Y. Goswami, Experimental verification of a combined power and cooling thermodynamic cycle, *Proceedings of 2004 Solar Conference*, July 11-14, 2004.
33. V. Israel, First and second law analysis of a new power and refrigeration thermodynamic cycle using a solar heat source, vol. 73, no. 5, pp. 385–393, 2003.
34. M. Astolfi, L. Xodo, M. C. Romano, y E. Macchi, Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on an Organic Rankine Cycle, *Geothermics*, vol. 40, pp. 58–68, 2011.
35. J. H. Peterseim, U. Hellwig, A. Tadros, y S. White, Hybridisation optimization of concentrating solar thermal and biomass power generation facilities, *Sol. Energy*, vol. 99, pp. 203–214, 2014.
36. I. Thain y R. Dipippo, Hybrid geothermal-biomass power plants: applications, designs and performance analysis, *World Geotherm. Congr.*, no. April, pp. 19–25, 2015.
37. R. Dipippo, y E. Khalifa. *Geothermal steam power*, March, 1978.
38. J. Janes, Evaluation of superheater enhanced geothermal steam power plant in the geysers area, *Final Report*, California Energy Commission, 1984.
39. R. Dipippo y E. M. Avelar, *Geothermal fossil power plants*, 1979.
40. USA Department of Energy. System desing verification of a hybrid geothermal/coal fired power plant, 1980.
41. K. Swanson, Geopressured Energy Availability, Ap-1457 Research Project 1272-1 Final Report, 1980.
42. M. Árpási, Á. Lorberer, y S. Pap, High pressure and temperature (geopressured) geothermal reservoirs in hungary, pp. 2511–2514, 2000.

43. H. Lijuan y X. Liangping, Extensional model for the formation of geopressed geothermal resources in the yinggehai basin, south china sea, pp. 1211–1216, 2000.
44. R. Dipippo, Small geothermal power plants : design performance and economics a brief history of geothermal power, no. June, 1999.
45. N. Yildirim, Modeling simulation and optimization of flashed-steam geothermal power plants from the point of view of noncondensable gas removal systems, Thesis, Izmir Institute of Technology, 2010.
46. S. J. Zarrouk y H. Moon, Geothermics efficiency of geothermal power plants : a world-wide review, Geothermics, vol. 51, pp. 142–153, 2014.
47. M. Yari, Exergetic analysis of various types of geothermal power plants, Renew. Energy, vol. 35, no. 1, pp. 112–121, 2010.
48. C. R. Chamorro, M. E. Mondéjar, R. Ramos, J. J. Segovia, M. C. Martín, y M. A. Villamañán, World geothermal power production status: Energy , environmental and economic study of high enthalpy technologies, Energy, vol. 42, no. 1, pp. 10–18, 2012.
49. P. Bayer, L. Rybach, P. Blum, y R. Brauchler, Review on life cycle environmental effects of geothermal power generation, Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 26, pp. 446–463, 2013.
50. G. Holdmann, Geothermal Powered Absorption Chiller, 2005.
51. P. Srihirin y S. Aphornratana, A review of absorption refrigeration technologies, vol. 5, pp. 343–372, 2001.
52. P. S. Arshi Banu y N. M. Sudharsan, Review of water based vapour absorption cooling systems using thermodynamic analysis, Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 82, no. July 2016, pp. 3750–3761, 2018.
53. C. Keizer, Absorption Refrigeration Machines., Tech. Hogesch. Delft, Afd. der Werk-tuigbouwk. WTHD, no. 144, 1982.
54. J. Sun, L. Fu, y S. Zhang, A review of working fluids of absorption cycles, Renew. Sustain. Energy Rev., vol. 16, no. 4, pp. 1899–1906, 2012.

55. K. R. Ullah, R. Saidur, H. W. Ping, R. K. Akikur, y N. H. Shuvo, A review of solar thermal refrigeration and cooling methods, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 24, pp. 499–513, 2013.
56. T. Jaruwongwittaya y G. Chen, A review : Renewable energy with absorption chillers in Thailand, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 5, pp. 1437–1444, 2010.
57. G. S. Grover, S. Devotta, y F. A. Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump systems operating on water-lithium chloride-Part II. Heating, Heat Recover. Syst. CHP, vol. 8, no. 5, pp. 419–423, 1988.
58. H. T. Chua, H. K. Toh, A. Malek, K. C. Ng, y K. Srinivasan, Improved thermodynamic property fields of LiBr-H₂O solution, *Int. J. Refrig.*, vol. 23, no. 6, pp. 412–429, 2000.
59. J. Wang y D. Zheng, Performance of one and a half-effect absorption cooling cycle of H₂O/LiBr system, *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 12, pp. 3087–3095, 2009.
60. L.A. Dominguez, Sandoval-Reyes M, J.A. Hernandez-Magallanes y W. Rivera, Comparison of the performance of single effect, double effect in series and inverse absorption cooling systems operating with the mixture H₂O-LiBr, *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 2534–2543, 2014.
61. M. E. Álvarez, X. Esteve, y M. Bourouis, Performance analysis of a triple-effect absorption cooling cycle using aqueous (lithium, potassium, sodium) nitrate solution as a working pair, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 79, pp. 27–36, 2015.
62. C. Gary, B. Lawson y A. Lithgow, Water-lithium bromide double-effect absorption cooling analysis, vol. 10540, 1980.
63. M. B. Arun, M. P. Maiya, y S. Srinivasa Murthy, Equilibrium low pressure generator temperatures for double-effect series flow absorption refrigeration systems, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 3, pp. 227–242, 2000.
64. K. Herold, R. Radermacher, S. Klein, R. Radermacher, y S. A. Klein, *Absorption Chillers and Heat Pumps*, Second Edition, 2016.
65. C. P. Jawahar y R. Saravanan, Generator absorber heat exchange based absorption cycle-A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 8, pp. 2372–2382, 2010.

66. M. D. Staicovici, Polybranched regenerative GAX cooling cycles, *Int. J. Refrig.*, vol. 18, no. 5, pp. 318–329, 1995.
67. N. Andritsos, P. Dalampakis, y N. Kolios, Use of geothermal energy for tomato drying, *GeoHeat Cent.*, March, 2003.
68. A. Mujumdar y P. Osman, *Handbook of Industrial Drying Chapter 35, Industry*, pp. 1–1312, 2006.
69. H. H. Nijhuis, H. M. Topping, S. Muresan, D. Yuksel, C. Leguijt, y W. Kloek, Approaches to improving the quality of dried fruit and vegetables, *Trends Food Sci. Technol.*, vol. 9, no. 1, pp. 13–20, 1998.
70. J. W. Lund, Direct heat utilization of geothermal resources, *Renew. Energy*, vol. 10, no. 2-3 SPEC. ISS., pp. 403–408, 1997.
71. B. C. Lunis y R. Breckenridge, *Geothermal Direct Use, Engineering and Design Guidebook*. 1991.
72. W. Senadeera, B.R. Bhandari, G. Young and B. Wijesinghe, Modeling dimensional shrinkage of shaped foods in fluidized bed drying. *Journal and Food Processing and Preservation.*, vol. 29, pp.109-119, 2005.
73. S. K. Chou y K. J. Chua, New hybrid drying technologies for heat sensitive foodstuffs, *Trends Food Sci. Technol.*, vol. 12, no. 10, pp. 359–369, 2001.
74. N. C. Vasquez, R. O. Bernardo, y R. L. Cornelio, Industrial uses of geothermal energy a framework for application in a developing country, *Geothermics*, vol. 21, no. 5–6, pp. 733–743, 1992.
75. D. S. Jayas y C. B. Singh, Drying of agricultural products, *Encycl. Earth Sci. Ser.*, vol. Part 4, pp. 231–232, 2011.
76. D. Hall y I. Hall, *Geothermal Greenhouse Information Package*, no. January, pp. 1–100, 2003.
77. Modine, *Steam hot water unit heaters*, 1-150.15, 2019.
78. T. L. Boyd y J. W. Lund, Geothermal heating of greenhouses and aquaculture facilities, *Int. Geotherm. Conf.*, pp. 14–19, 2003.

79. Á. Ragnarsson, Geothermal energy in aquaculture, Short Course VI Util. Low- Mediu. Geotherm. Resour. Financ. Asp. Util., vol. 1, pp. 1–5, 2014.
80. Geo-Heat Center, Oregon Institute of Technology, Klarnath, OR 97601, U.S.A., vol. 15, no. 4, pp. 415–420, 1986.
81. E. Barbier y M. Fanelli, Non-electrical uses of Geothermal energy, Prog. Energy Combust. Sci., vol. 3, no. 2, pp. 73–103, 1977.
82. K. Rafferty, Aquaculture information package Edited by: Tonya Boyd Kevin Rafferty.
83. N. Andritsos, P. Dalabakis, G. Karydakakis, N. Kolios, y M. Fytikas, Characteristics of low-enthalpy geothermal applications in Greece Application site, Renew. Energy, vol. 36, no. 4, pp. 1298–1305, 2011.
84. S. V Hallsson, Drying of seaweeds by geothermal heat in iceland, vol. 21, no. 5, pp. 717–731, 1993.
85. B. Perko, Effect of prolonged storage on microbiological quality of raw milk, Mljekarstvo, vol. 61, no. 2, pp. 114–124, 2011.
86. K. Godič Torkar y S. Golc Teger, The microbiological quality of raw milk after introducing the two day's milk collecting system, Acta Agric. Slov., vol. 92, no. 1, pp. 61–74, 2008.
87. J. W. Lund, Milk Pasteurization With Geothermal Energy, Geotherm. Energy, no. August, pp. 13–15, 1997.
88. J.W. Lund, Milk pasteurization with geothermal energy, GEO-HEAT Utilization Center Quarterly Bulletin, pp. 4–5, 1976.
89. J. Lund, Lectures on direct utilisation of geothermal energy. 1996.
90. S. Yanniotis, Heat transfer by convection. 2008.
91. M. Ben Mohamed, Low Enthalpy Geothermal Resources Application in the Kebili Region , Southern Tunisia, System, vol. 1986, no. April, pp. 24–29, 2005.
92. S. Van Erdeweghe, J. Van Bael, B. Laenen, y D. William, Optimal combined heat-and-power plant for a low-temperature geothermal source, Energy, vol. 150, no. 1, pp. 396–409, 2018.

-
93. C. Rubio-Maya, V. M. Ambríz Díaz, E. Pastor Martínez, y J. M. Belman-Flores, Cascade utilization of low and medium enthalpy geothermal resources - A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 52, pp. 689–716, 2015.

Capítulo 2

Revisión de la literatura de sistemas en cascada geotérmica

Como una medida para potenciar el uso de los recursos de mediana y baja entalpía, tanto para la generación eléctrica como para usos directos, se ha propuesto el uso en cascada de la energía geotérmica. Este concepto surge a mediados de los años 80's con el fin de hacer un uso más efectivo de la energía geotérmica. En términos generales, la utilización en cascada de la energía no es más que un arreglo razonable del uso de la energía a diferentes niveles térmicos para obtener diversos productos [1,2]. El uso en cascada corresponde a un caso particular de los sistemas de energía integrados, que también aparecen bajo el nombre de sistemas de poligeneración, que se centran en el principio de utilizar uno o varios recursos energéticos para proporcionar diversos productos de forma más eficiente que los sistemas convencionales [3].

Recientemente, las aplicaciones geotérmicas de poligeneración, que producen no solo energía sino también otros productos útiles, están recibiendo más atención. Los sistemas de poligeneración en cascada geotérmica se pueden clasificar en tres categorías utilizando los acrónimos de la poligeneración [4]:

- Generación combinada de calor y energía (por sus siglas en ingles CHP; Combined Heat and Power).
- Generación combinada de refrigeración y energía (por sus siglas en ingles CCP; Combined Cold and Power).
- Generación combinada de energía, calor y refrigeración (por sus siglas en ingles CHCP; Combined Heat Cold and Power).

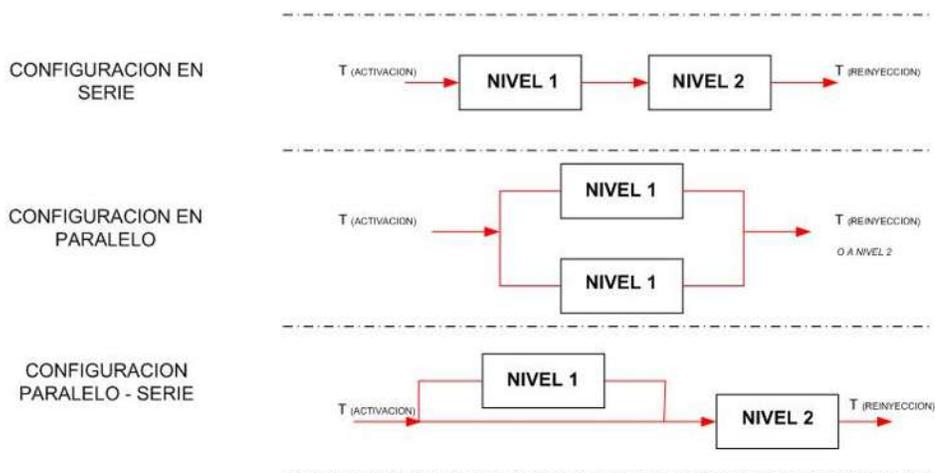


Figura 2.1: Configuraciones de los sistemas de poligeneración en cascada.

En este trabajo, se aborda a los sistemas CHP, CCP y CHCP como sistemas de poligeneración debido a que si se aborda el concepto todos son sistemas de múltiples productos. En el mismo sentido, la utilización en cascada, que puede verse como un caso particular de poligeneración, es una configuración adecuada que utiliza calor geotérmico a diferentes niveles de temperatura en procesos secuenciales para obtener una serie de productos diferentes. A diferencia de la poligeneración, la utilización en cascada no necesariamente utiliza el calor residual del proceso de conversión de energía para impulsar otros componentes. En cambio, el calor geotérmico se usa secuencialmente para impulsar componentes o procesos que operan en serie o en disposiciones paralelas [5]. La Figura 2.1, muestra las configuraciones de los sistemas de poligeneración en cascada.

2.1. Concepto de la utilización en cascada

En las aplicaciones geotérmicas destinadas a la producción de energía eléctrica, incluyendo los usos directos, el fluido geotérmico va cediendo su calor en el proceso y sufre normalmente un progresivo descenso en su temperatura. Esto no quiere decir que una vez que se complete el proceso para el que se diseñó el fluido, no presentará el potencial para un uso posterior. En el caso de la generación eléctrica, es posible que la temperatura del fluido a la salida del proceso de generación tenga la suficiente calidad termodinámica y pueda servir a un proceso secuencial en un segundo o tercer nivel de temperatura para aplicaciones de calefacción, suministro de agua caliente, aprovechamiento intermedio de procesos de secado de alimentos o maderas, y otros usos directos del calor geotérmico como acuicultura o balneología [6].

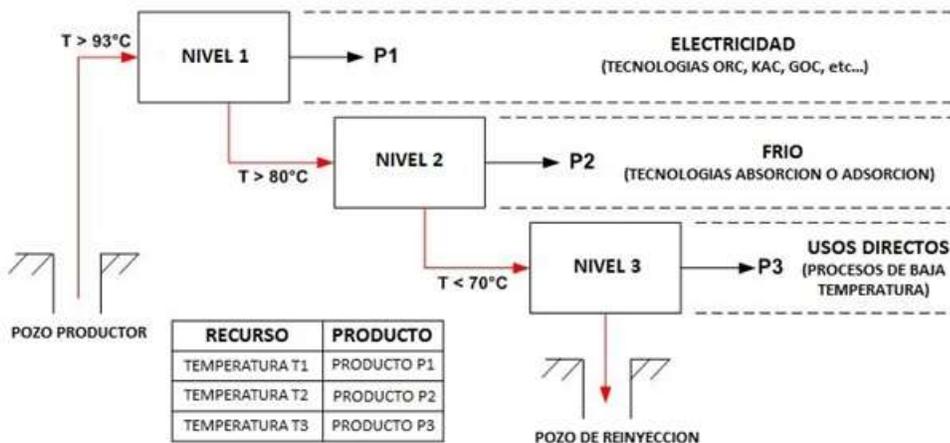


Figura 2.2: Esquema conceptual del uso en cascada de la energía geotérmica.

El concepto de la utilización en cascada, se puede describir básicamente como, el aprovechamiento de la energía geotérmica a diferentes niveles térmicos en procesos secuenciales, como ejemplo típico se muestra en la Figura 2.2. En este ejemplo, en el primer nivel de la cascada se utiliza el recurso geotérmico generalmente de mediana entalpía para la producción de electricidad, posteriormente el recurso geotérmico que sale de este proceso alimenta el segundo nivel de la cascada, para la generación de frío empleando tecnologías activadas térmicamente, tal como enfriadores por efecto absorción. Tras este segundo uso, el fluido puede ser aprovechado para otros fines con menores requerimientos de temperatura formando el tercer nivel de la cascada.

En el ejemplo de la Figura 2.2, se ha establecido como requerimiento mínimo de temperatura 93 °C para la generación de electricidad, temperatura mínima requerida actualmente por la tecnología ORC o de ciclo binario [7]. Aunque en la actualidad existen tecnologías de ORC que logran la generación eléctrica con temperaturas más bajas. Para la generación de frío, se ha establecido una temperatura mínima de 80 °C definida por la tecnología de enfriamiento de efecto absorción o adsorción. Los usos directos se establecen en un umbral a una temperatura menor de los 70 °C. Los valores de temperatura mostrados en la Figura 2.2, representan los valores típicos de temperatura de los sistemas en cascada presentados en la presente revisión. Pero de manera general, el número de niveles térmicos útiles estará determinado por el acoplamiento entre la temperatura definida por las aplicaciones posibles, y el rango de temperaturas entre la temperatura inicial del recurso geotérmico y una temperatura de referencia que usualmente está por encima de la temperatura ambiente [8].

La utilización en cascada, que puede verse como un caso particular de poligeneración, es una configuración adecuada que utiliza calor geotérmico a diferentes niveles de temperatura en procesos secuenciales para obtener una serie de productos diferentes. A diferencia de la poligeneración, la utilización en cascada no necesariamente utiliza el calor residual del proceso de conversión de energía para impulsar otros componentes. En cambio, el calor geotérmico se usa secuencialmente para impulsar componentes o procesos que operan en serie o en disposiciones paralelas [3,5].

2.2. Plantas de poligeneración en cascada geotérmica

Para llevar a cabo la revisión de las aplicaciones prácticas, teóricas y conceptuales de las plantas de poligeneración que utilizan la energía geotérmica en forma de cascada, se realizó una búsqueda exhaustiva en diversas fuentes de información, tales como bases de datos de artículos científicos, revistas técnicas, presentaciones en congresos, reportes técnicos, etc. En cada fuente consultada se determinaron e identificaron, los análisis implementados para la evaluación, las características del recurso geotérmico, las interacciones energéticas de los sistemas y tecnologías empleadas, los niveles térmicos de la cascada y los productos, la capacidad de producción, los costos de las tecnologías y costos de inversión de la instalación en general. En particular, la revisión se centra principalmente en los proyectos de mayor relevancia que están en desarrollo o que ya han sido instalados a nivel mundial, donde se utiliza la energía geotérmica en forma de cascada. Sin embargo, también se toma en consideración los proyectos e investigaciones que aún no se han implementado, pero que pueden contener una cantidad de información relevante para propuestas futuras. Los sistemas de poligeneración detectados son agrupados por el tipo de proyecto (aplicación práctica o conceptual), y por los tipos de análisis implementados para la integración y determinación de su desempeño termodinámico, es decir, sistemas en los que se utilizan análisis de energía, análisis de exergía, o análisis económicos para su evaluación.

2.2.1. Clasificación por la aplicación práctica y conceptual de plantas de poligeneración en cascada

En esta subsección se agrupan los proyectos prácticos y conceptuales detectados en el mundo en la revisión de plantas de poligeneración en cascada. Se destaca de cada sistema detectado los procesos implementados, productos producidos, y las características termodi-

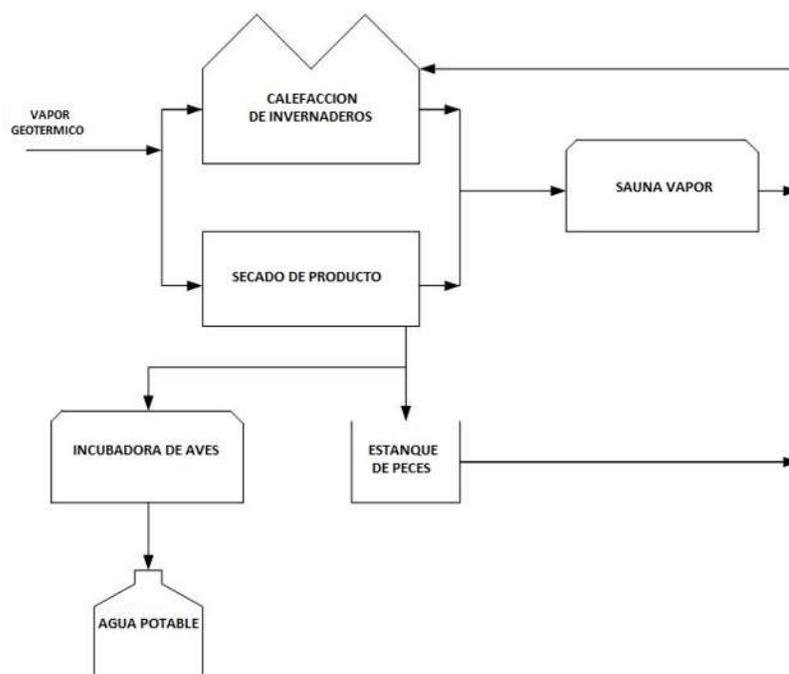


Figura 2.3: Esquema del uso en la energía geotérmica en Eburru, adaptada de [9].

námicas de los recursos geotérmicos para la activación de los sistemas en cascada de poligeneración:

Un caso documentado sobre el uso de la energía geotérmica en cascada se presenta en la comunidad de Eburru, Kenia. En el estudio se propone que la energía geotérmica de dos pozos de poca profundidad sea utilizada para el secado de productos agrícolas, calefacción de invernaderos, purificación de miel e incubación de aves de corral. Así como incorporar una instalación recreativa de vapor para sauna y cubrir necesidades de agua potable. La cascada de este proyecto se muestra en la Figura 2.3. La temperatura del recurso geotérmico en el cabezal de los pozos es de $89.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ y las aplicaciones de la cascada utilizan temperaturas por arriba de los $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. El costo de la implementación de este pequeño proyecto se ha estimado en 40,000 USD, [9].

Otro estudio, se documenta para la comunidad de Barrier (Distrito de Samburu) donde se propone para el desarrollo de las zonas rurales un concepto conocido como Villa Geotérmica. Este concepto toma en consideración un desarrollo geotérmico integral para satisfacer la demanda de energía eléctrica y térmica de asentamientos humanos ubicados cerca del origen del recurso geotérmico [10]. El concepto Villa Geotérmica como forma integral del uso en cascada, incluye la producción de electricidad mediante plantas ORC de pequeña capacidad,

el uso de pozos geotérmicos poco profundos, la producción de calor para el secado de alimentos, la producción de fluidos geotérmicos para aplicaciones sanitarias y otros usos como el ecoturismo, el bombeo de las aguas subterráneas para la alimentación de ganado y el riego de los pequeños perímetros para los cultivos y producción de hortalizas. Para el sistema integral, se considera que se contará con una temperatura del recurso geotérmico de 120 °C con pozos perforados a una profundidad de 500 m y un flujo de 55.6 l/s con la capacidad de producir entre 1 y 2 MW de electricidad.

Otro aprovechamiento con la denominación formal de uso en cascada, se reporta para la región de Klamath Falls, Oregon, [11]. En la región se dispone de 6 pozos geotérmicos con temperaturas desde los 27 °C hasta los 93 °C y profundidades alrededor de los 90 m. El sistema hace un aprovechamiento en cascada para agricultura y acuicultura. El pozo principal se utiliza para la calefacción de invernaderos a 93 °C. Posteriormente, el efluente de agua de invernaderos a temperatura menor, se utiliza para calentar 37 estanques poco profundos de peces tropicales. El flujo a la salida de los estanques se enfría en un gran estanque y finalmente es utilizado para riego.

Una aplicación similar a la encontrada en Oregon, es la que corresponde a Cotton City, Nuevo México. Para esta zona se considera instalar una planta de ciclo Kalina con una potencia neta de 1 MWe, utilizando una mezcla amoníaco-agua como fluido de trabajo. El recurso geotérmico proviene de un pozo con una profundidad de 120 m, con una temperatura entre 115 °C a 120 °C, y un flujo de 63 l/s. Esta planta suministrará energía eléctrica a una instalación para el criadero de peces y el calor residual se utilizará también para mantener la temperatura de dicho criadero. Se estima un costo del sistema de 3,3 millones de USD, [12].

Otro sistema con generación eléctrica y uso de la energía térmica, se reporta para la zona geotérmica de San Emidio, al norte de Reno, Nevada. La instalación consiste de una central eléctrica en conjunto con una planta para deshidratación de cebolla y ajo. La central fue construida por la compañía Ormat y se puso en operación a mediados de 1988. La planta consta de cuatro unidades de 1.2 MWe, para producir en conjunto 3.6 MWe de potencia neta a una temperatura de diseño de 141 °C (285 °F). La planta de deshidratación utiliza aproximadamente la misma temperatura de agua geotérmica para el proceso de deshidratado. En la actualidad, la capacidad de la planta de deshidratación es 34,019 kg (75,000 libras) de cebollas por día ó 38,555 kg (85,000 libras) de ajo [13].

Entre 2003 y 2005, en Chena (noreste de Fairbanks, Alaska) se construyó el primer Museo de Hielo de los Estados Unidos. Para ésta región los recursos geotérmicos disponibles son manantiales térmicos y pozos geotérmicos con una temperatura promedio de 74 °C (165 °F) y 300 m de profundidad. Para producir el hielo del museo, se decidió utilizar este recurso

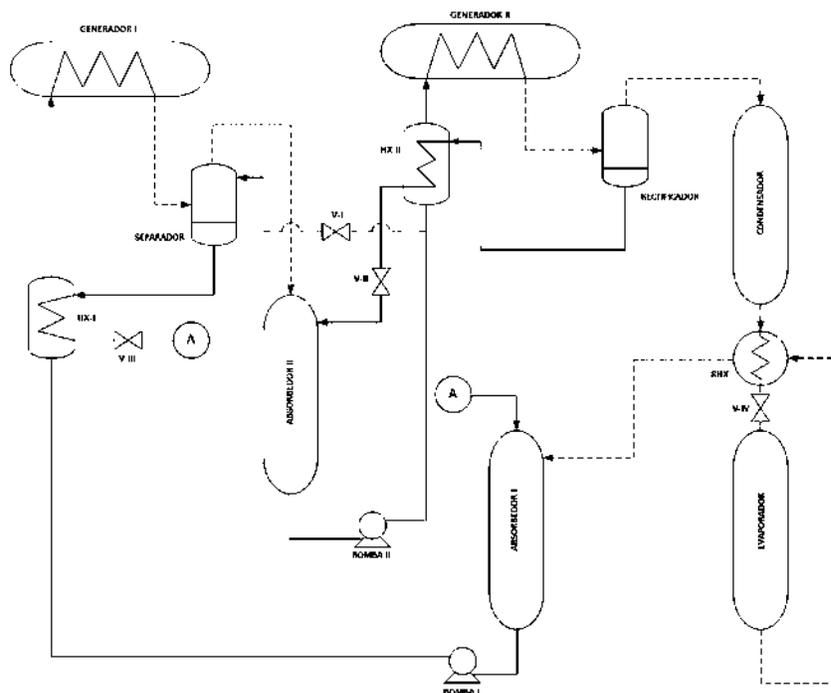


Figura 2.4: Sistema en cascada de Fairbanks.

geotérmico e instalar una máquina de absorción. La máquina instalada es de medio efecto y tiene una potencia frigorífica de 53 kW (15 TR) con la cual mantiene el museo congelado, Energy Concepts ha sido la empresa fabricante. El sistema de absorción utiliza tres niveles de presión con el par de trabajo (amoníaco-agua) alcanzando una temperatura en evaporador de $-29\text{ }^{\circ}\text{C}$ y mantiene el hotel con una temperatura de $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$. El agua para enfriamiento de los absorbedores y del condensador se toma de un río cercano con temperatura de $4\text{ }^{\circ}\text{C}$, lo que mejora las prestaciones del sistema. Después de su paso por el proceso de generación de frío, el fluido geotérmico es reutilizado aplicando el concepto de cascada para completar los requerimientos de calor de una piscina. Se ha considerado que posteriormente el fluido geotérmico de ese proceso se destine a la calefacción de invernaderos [14-16]. La Figura 2.4, muestra el ciclo de absorción operando en cascada en Fairbanks.

Para el Institute of Technology de Oregon se documenta una aplicación del uso en cascada de la energía geotérmica que consiste en el aprovechamiento de la energía por medio de un ciclo binario y uso posterior del calor geotérmico para el criadero de peces [17], ver Figura 2.5. El esquema plantea utilizar el efluente de la planta de ciclo binario con una temperatura de $96.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ reduciéndola hasta aproximadamente $24\text{ }^{\circ}\text{C}$, utilizando un flujo de 3.5 l/s . Para este caso no se reportan otros datos técnicos relevantes.

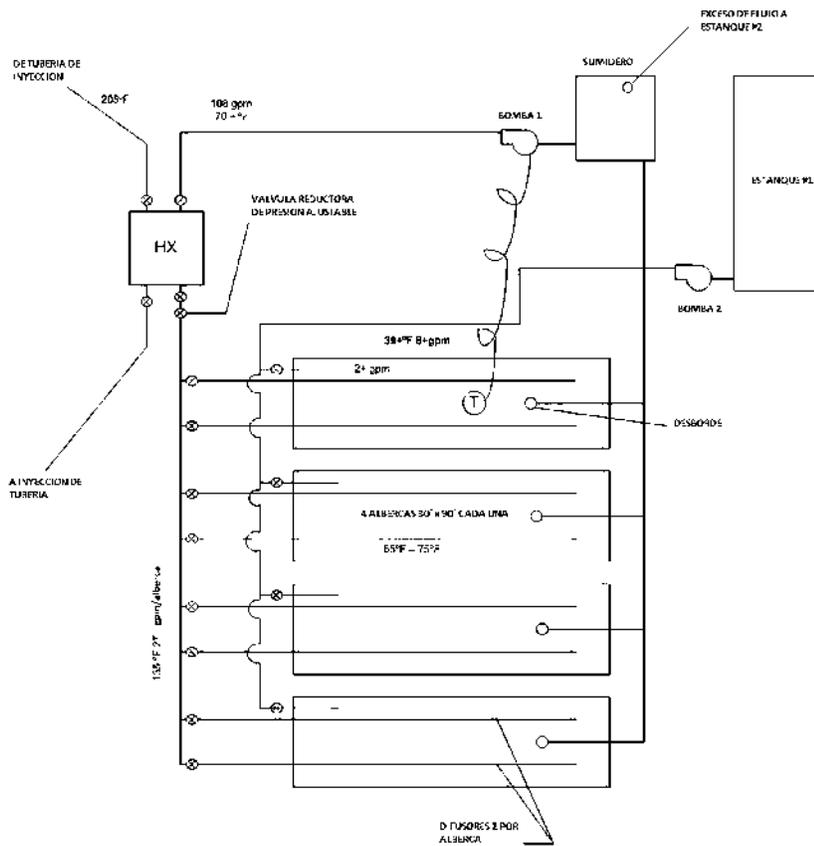


Figura 2.5: Arreglo de la recuperación de calor

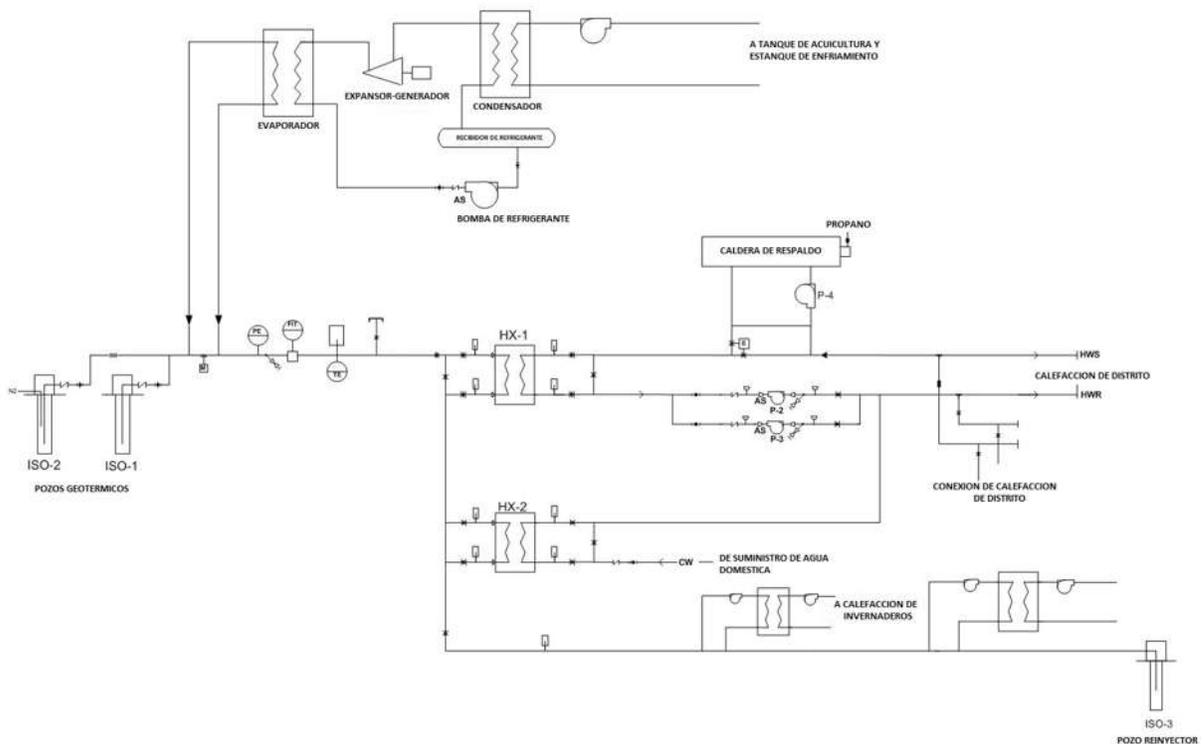


Figura 2.6: Sistema esquemático del proyecto Canby, California.

También en los Estados Unidos, la instalación más reciente para la utilización geotérmica en forma de cascada se desarrolló en Canby, California. La instalación consiste en una planta de potencia ORC de 50 kW, invernaderos, calefacción de distrito y acuicultura [18,19]. El objetivo de este proyecto fue producir energía eléctrica a partir del uso del recurso geotérmico con una temperatura de 96.1 °C (205 °F), además de utilizar la energía residual de la planta de generación eléctrica para implementar la utilización en cascada en varias aplicaciones de uso directo. La Figura 2.6, muestra el diagrama de flujo del proyecto Canby [20]. Puede apreciarse que el recurso geotérmico ingresa primeramente a la planta de generación eléctrica y el calor disipado en el condensador se puede utilizar para acuicultura. Posteriormente, al abandonar el evaporador del ciclo de potencia, el recurso geotérmico se utiliza primeramente, para la calefacción de distrito y después, para la calefacción de invernaderos. Finalmente, el recurso geotérmico es reinyectado.

En el caso Mexicano poco se han utilizado los recursos geotérmicos de media y baja temperatura, utilizándose únicamente con fines recreativos en balnearios termales. La Comisión Federal de Electricidad (CFE) ha sido la encargada de la generación eléctrica, incluidos los proyectos geotermoeléctricos. La mayoría de ellos con éxito, utilizando pozos geotérmicos

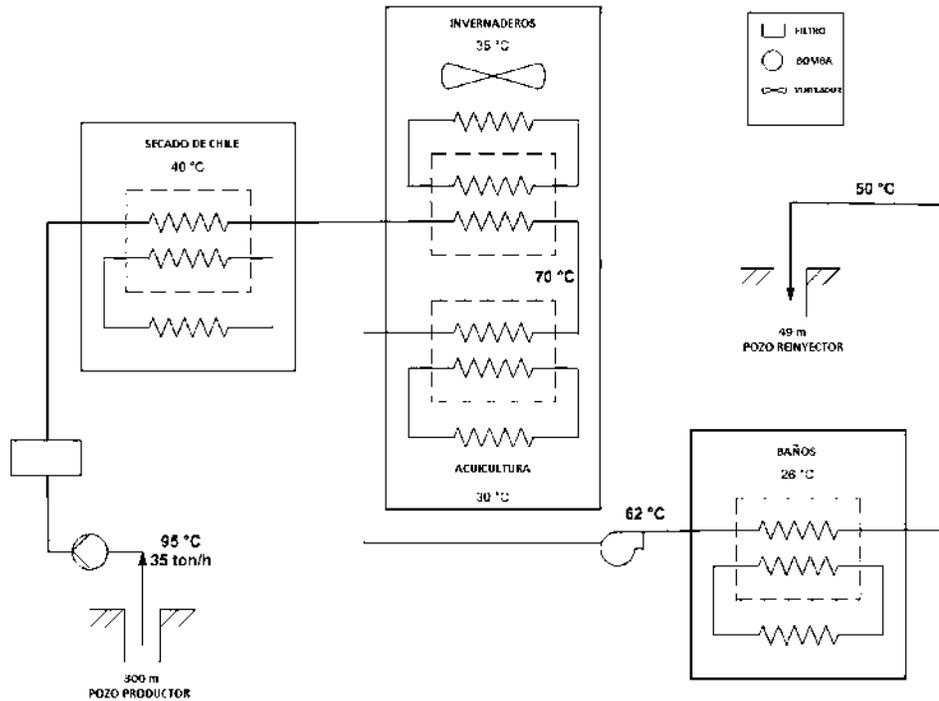


Figura 2.7: Diagrama conceptual de uso geotérmico en cascada para el caso Maguarichi.

con temperaturas superiores a los 200 °C. Los pozos perforados no aptos para la generación eléctrica no tuvieron uso posterior o fueron abandonados. Sin embargo, estos pozos reportan temperaturas entre 90 y 150 °C que pueden ser adecuados para generación eléctrica por medio de ciclos binarios o para uso directo. La literatura reporta que en la comunidad de Maguarichi (Chihuahua), se utilizó recurso geotérmico de media entalpia para implementar un proyecto para generación eléctrica utilizando una planta de ciclo binario Ormat de 300 kW. El pozo geotérmico utilizado reporta un flujo másico de 35 ton/h y una temperatura de 98 °C a una profundidad de 300 metros. La planta dejó de operar al llegar la red eléctrica nacional a la comunidad y, posteriormente, fue donada a la Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo (UMSNH), [21]. Para continuar utilizando la energía geotérmica en esta comunidad, se ha considerado el uso en cascada. La Figura 2.7, muestra el esquema conceptual de la propuesta con cuatro usos directos secuenciales, el primero para secado de un tipo de chile llamado chiltepín, el segundo uso destinado a invernaderos y acuacultura. Finalmente, uso en balneología con la posterior reinyección.

En Tailandia la EGAT (Electricity Generating Authority of Thailand) ha instalado una planta de ciclo binario de 300 kWe y ha considerado utilizar el calor residual para un proceso de deshidratación de chile y ajo. La temperatura del recurso geotérmico que entra al

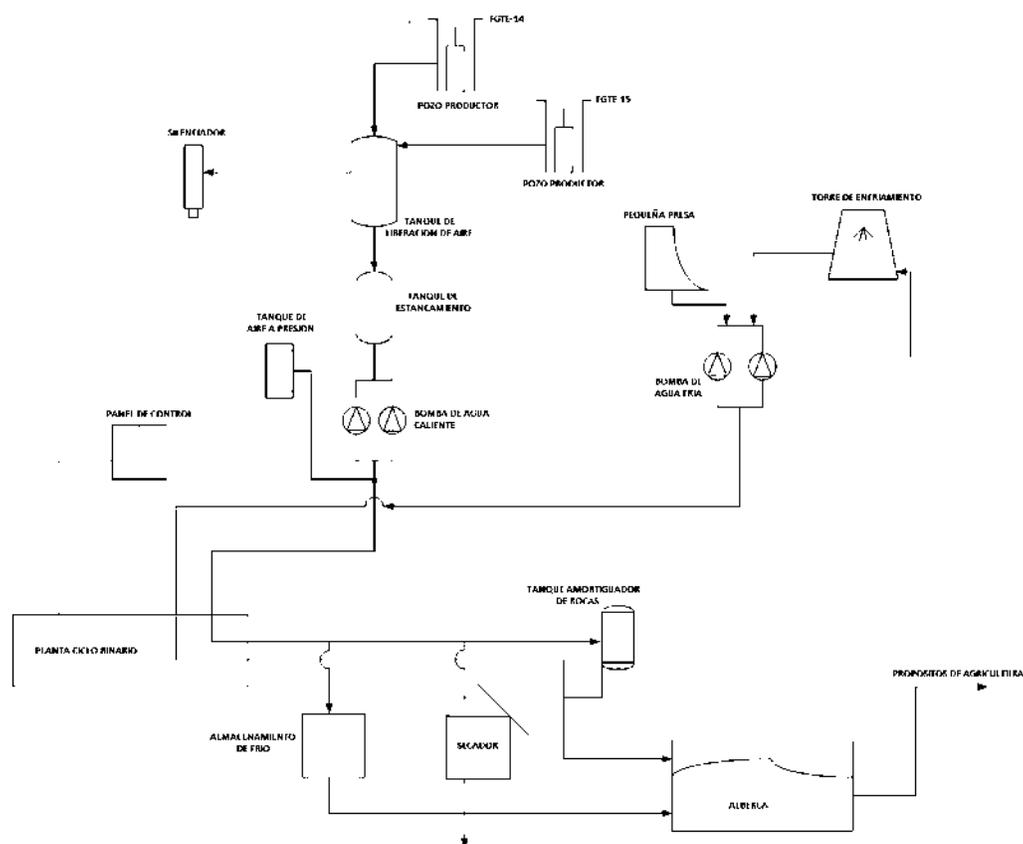


Figura 2.8: Diagrama esquemático de la planta en cascada ubicada en Tailandia.

ciclo es $116\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el agua geotérmica abandona el ciclo binario a una temperatura de $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ para circular a través de intercambiadores de calor instalados en cabinas de deshidratación, [22,23]. La potencia neta de la planta varía con la temporada de 150 a 250 kWe (175 kWe en promedio) produciendo 1.2 GWh/año. En este proyecto se consideran otros usos de la energía geotérmica para secado de productos agrícolas y para un Spa. La Figura 2.8, muestra el diagrama esquemático de la planta con los principales subsistemas y flujos [24,25].

Neustadt-Glewe está ubicada en el norte de Alemania, y se encuentra una planta geotérmica que data de 1995, para suministrar energía para calefacción urbana. La producción total del sistema es de 11 MWt de los cuales 6 MWt se producen mediante energía geotérmica y el resto es proporcionado mediante una caldera de gas natural. Además de producir energía térmica útil la planta también produce electricidad mediante un ciclo ORC de 210 kWe, con n-Perfluoropentano (C_5F_{12}) como fluido de trabajo. Para la generación de ambos productos se cuenta con un fluido geotérmico con una temperatura de $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ a razón de 30.6 l/s (ver, Figura 2.9). Debido a las condiciones variables de temperatura en verano e invierno la planta

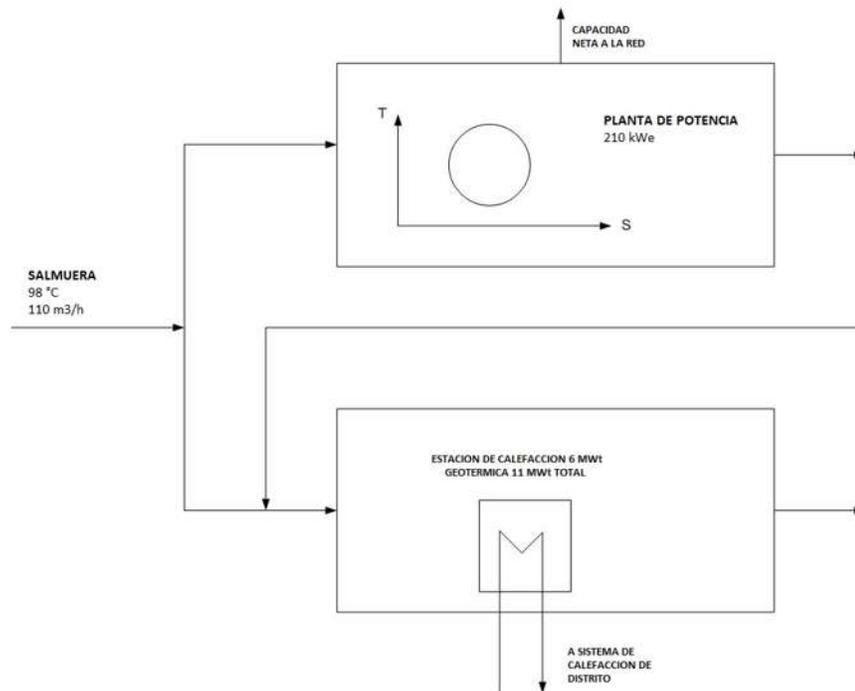


Figura 2.9: Planta geotérmica de Neustadt-Glewe para proporcionar calefacción de distrito y generación eléctrica.

de energía opera bajo condiciones variables de flujo a temperatura constante. Después de su uso, el fluido geotérmico es reinyectado a una temperatura del orden de los 50 °C. El costo total del proyecto de calefacción urbana fue 12.3 millones de USD y 1.24 millones de USD para la planta de generación eléctrica [26].

En la ciudad de Alheim, en 1989 fue perforado un pozo para abastecer un sistema de calefacción de distrito. El flujo del pozo fue de 46 l/s con una temperatura de 104 °C, equivalentes a 10 MWt para calefacción urbana. El sistema de calefacción tiene la capacidad de suministrar calor aproximadamente al 40 % de los habitantes de Alheim. El 80 % de la energía térmica se utiliza para hogares, y el resto se utiliza para la calefacción de una escuela y una piscina. Un esquema del sistema de la central eléctrica y la calefacción urbana se muestra en la Figura 2.10. Además de la energía térmica, el fluido geotérmico también se destina para la generación de electricidad mediante un ciclo ORC con potencia nominal de 1 MWe. Una vez que el fluido geotérmico disipa su calor en los intercambiadores de calor es reinyectado a 65 °C. El sistema de calefacción urbana, opera cerca de 1,200 h/año con un costo alrededor de los 0.05 USD/kWh (€ 0.04/kWh) en base a una caída de temperatura en el agua 30 °C, [27].

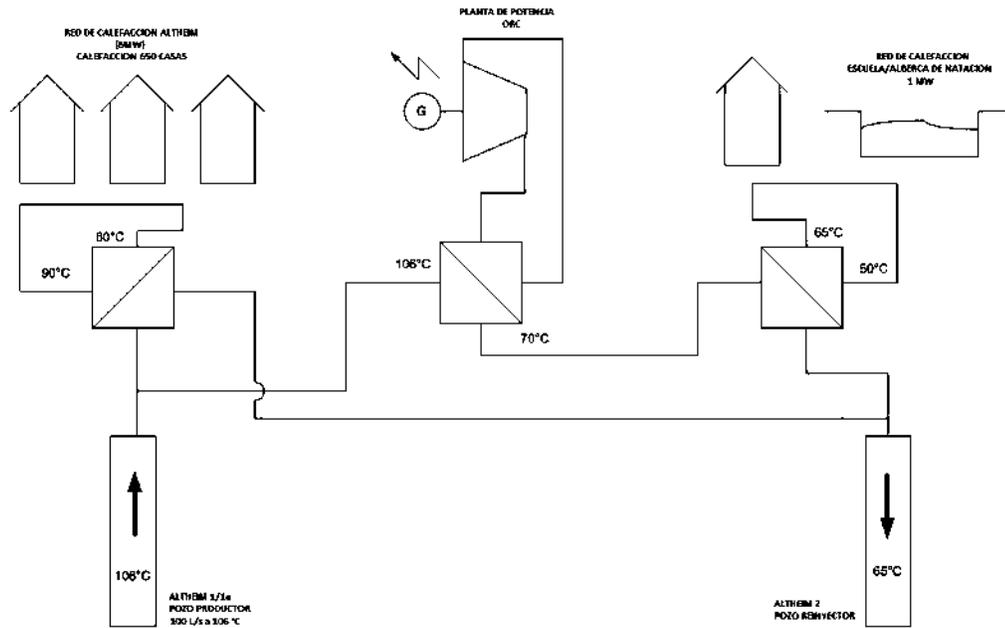


Figura 2.10: Sistema de suministro combinado de electricidad y calor para la ciudad de Altheim.

La zona geotérmica de Geiberg también ha sido considerada para implementar un sistema que utiliza la energía en forma de cascada con el que se produce, calefacción de distrito, Spa en hoteles, calefacción de invernaderos y energía térmica para balnearios. El sistema es activado mediante un recurso geotérmico a 100 °C y está compuesto por cuatro niveles térmicos de temperatura. El fluido geotérmico en el primer nivel se destina para suministro de calor a procesos lácteos y calefacción de distrito a una temperatura de 95 °C, operando con una diferencia de temperatura de 30 °C. El segundo nivel térmico se destina para la calefacción de un centro Spa y calefacción de hoteles, a una temperatura de 75 °C. El tercer nivel térmico se destina para la calefacción de invernaderos a una temperatura del orden de los 50 °C. Finalmente, una fracción del fluido se utiliza para uso en balnearios y el resto del fluido geotérmico es reinyectado [28]. La Figura 2.11, muestra el esquema para este sistema.

En Eslovenia se reporta el uso en cascada para la ciudad de Lendava. No se presenta mayor información y únicamente se menciona el aprovechamiento de la energía geotérmica en forma de cascada para producir electricidad, calefacción y frío de distrito, acuicultura, calefacción de invernados y Spas. La temperatura del recurso geotérmico disponible para esta región se reporta en 80 °C [29].

En el año 2002, se propone un proyecto por la Community Research and Development

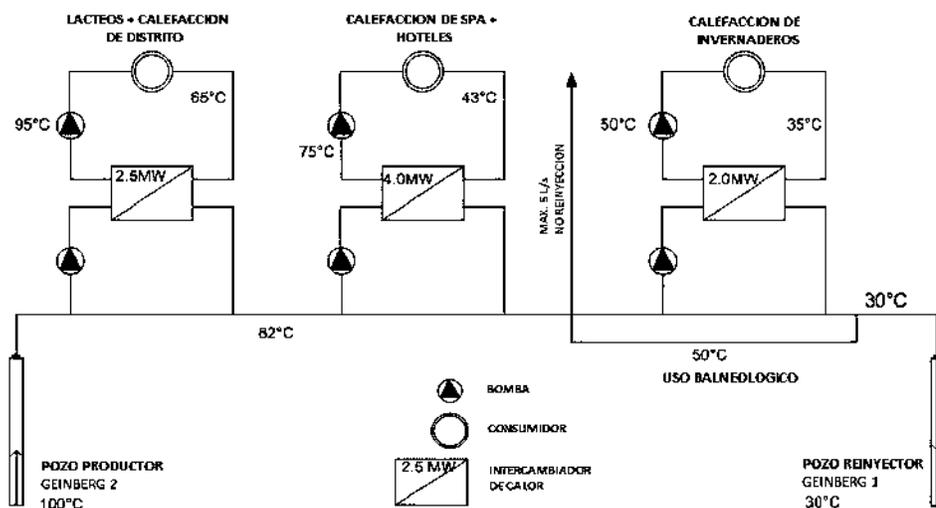


Figura 2.11: Esquema de funcionamiento de Geiberg.

Information Service (CORDIS) para uso en cascada de la energía, en el campo geotérmico de Xanthi. Se propone el uso de la energía geotérmica para la pasteurización de leche, en paralelo con la producción de frío por medio de máquinas de absorción para enfriamiento de distrito. Posterior al proceso de pasteurización, la energía geotérmica se destina para calefacción de invernaderos y almacenamiento de frío. Los pozos geotérmicos se encuentran aproximadamente a 2,500 km de distancia de las aplicaciones. El fluido geotérmico cede su calor a los diferentes usos y después es reinyectado. La red de distrito considera suministrar los requerimientos energéticos de calefacción y frío para escuelas, iglesias, el ayuntamiento, el centro de la información para los agricultores, etc. Para la pasteurización se especifica una temperatura de entrada al proceso de 75 °C y salida de 45 °C. Para los invernaderos el cultivo propuesto es tomate para producir 60 toneladas por año, manteniendo una temperatura interior de 14 °C. El esquema propuesto destaca el uso en cascada como un medio de protección del medio ambiente al reducir considerablemente la emisión de contaminantes y suministrar energía de manera sostenible [30].

Otro caso reportado para Grecia, corresponde al proyecto de calefacción de distrito mediante bombas de calor operando con agua geotérmica con temperaturas entre 20 y 40 °C. El proyecto, se encuentra en la ciudad de Langadas cerca de Tesalónica, incluye calefacción de un hotel con Spa, calefacción de una primaria, una secundaria y un centro de salud, así como de un edificio municipal nuevo. El esquema puede verse en la Figura 2.12. El proyecto fue apoyado por el programa THERMIE [31].

En Hungría, bajo el programa Comunidades Geotérmicas de la Comunidad Europea,

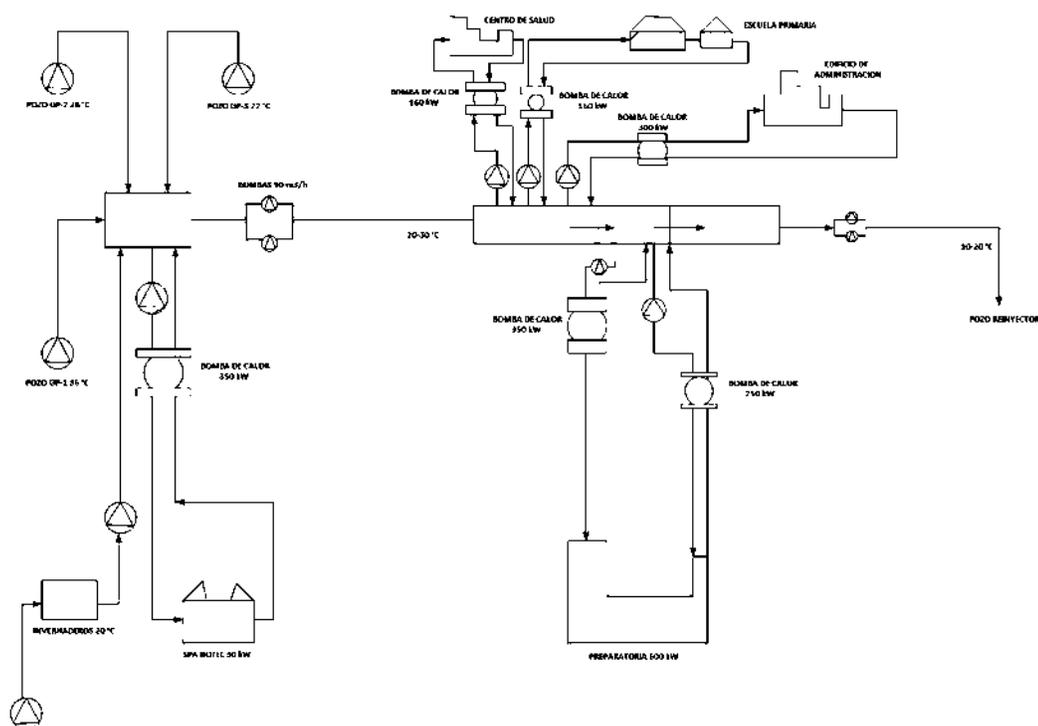


Figura 2.12: Esquema de uso en cascada mediante bombas de calor.

se plantea investigar la viabilidad técnica y económica para reemplazar las calderas de gas natural de la red de calefacción de distrito que abastece diversos edificios públicos para la pequeña ciudad de Morahalom. El reemplazo considera el uso directo del calor geotérmico en cascada a diferentes niveles de temperatura y la incorporación de una bomba de calor. En el proyecto se considera utilizar un pozo geotérmico con una profundidad de profundidad 1260 m, un flujo de 25 l/s y una temperatura en cabezal de pozo de 62.1 °C. Para la implementación del proyecto se destinó un monto total de 2.05 millones de Euros. No se reportan más datos para este caso [32,33].

Islandia es uno de los países que ha utilizado de manera importante los recursos geotérmicos, principalmente el uso directo para calefacción. En Islandia, la planta Nesjavellir que se encuentra al oeste del lago Thingvalla, suministra electricidad y calefacción de distrito a la ciudad de Reykjavik. Este campo alcanza temperaturas del orden de los 380 °C. El propósito principal de la planta es proporcionar agua caliente para el área de Reykjavik. La capacidad de la planta es de 270 MWe y 290 MWt equivalentes a 4500 TJ/año a razón de 1100 l/s con temperatura de 83 °C para la ciudad de Reykjavik. La planta tiene un total de 22 pozos perforados a profundidades que van de 1,000 a 2,200 m. Un diagrama de flujo de la planta se muestra en la Figura 2.13. En esta instalación el ducto que conduce el agua caliente a la

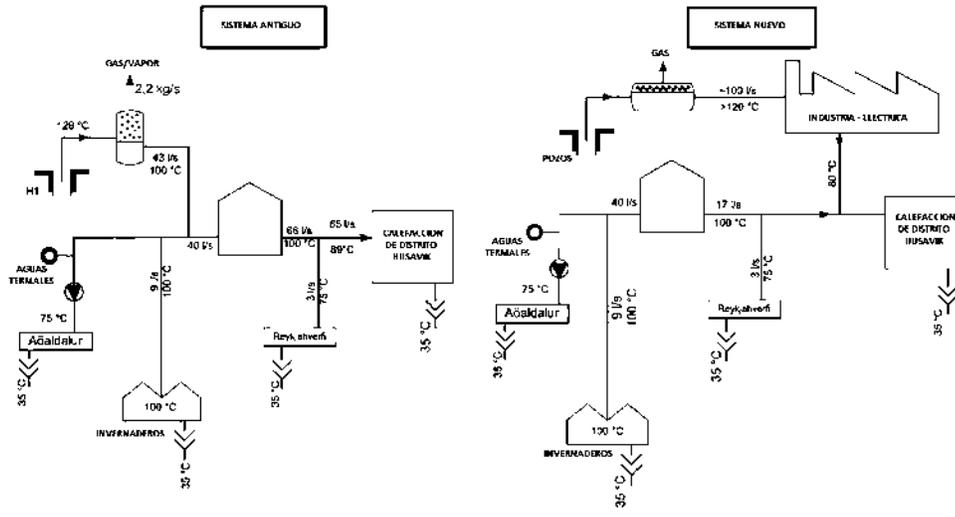


Figura 2.14: Ampliación del uso de calor geotérmico para Húsavík.

industriales, granjas e invernaderos, una granja piscícola, fusión de hielo y uso recreativo en una laguna termal. La Figura 2.15, muestra los usos y niveles de temperatura. El costo total del proyecto asciende a unos 12 millones de Euros, de los cuales 8 millones se destinaron a la renovación de la red de calefacción urbana y 4 millones a la planta de generación eléctrica. Dentro de las mejoras en progreso se tiene el secado de madera, producción de glucosamina y criadero de tilapias.

En Islandia, otra aplicación con producción conjunta de electricidad y energía térmica se identifica en la planta Svartsengi, que suministra agua caliente a un sistema de calefacción urbana en la península de Reykjanes. Provee electricidad a Hafnarfjörður y otras comunidades. La capacidad de generación total de la planta es 46.4 MWe y 200 MWt (2,700 TJ/año) en forma de agua caliente para la calefacción urbana. La planta está ubicada cerca de la ciudad de Grindavík al suroeste de Reykjavík. El sistema cuenta con 12 pozos de producción y uno de reinyección. El fluido del reservorio es una salmuera a 240 °C. La mayor parte de las aguas residuales desemboca en el campo de lava adyacente y la famosa zona de baño "Laguna Azul" [38]. Un diagrama de flujo de la planta de energía Svartsengi se muestra en la Figura 2.16.

La literatura reporta, en Italia, una instalación con uso de energía geotérmica para la zona geotérmica de Monte Amiata. En esta instalación se tiene, en primer lugar la producción de electricidad y posteriormente, el suministro de calor para calefacción de distrito, invernaderos y un proceso de deshidratación. La planta produce 15 MWe de potencia eléctrica a partir de vapor geotérmico a 184 °C, 9.4 bar y un flujo másico de 198 ton/h. El vapor de escape

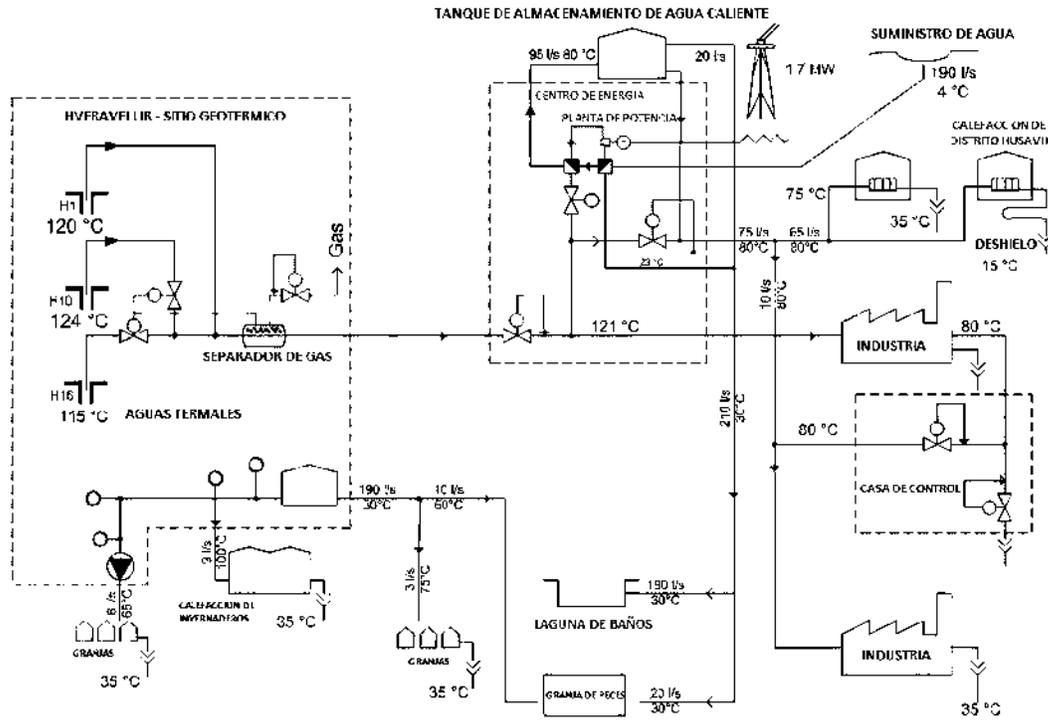


Figura 2.15: Húsavík, diagrama del uso múltiple de la energía geotérmica.

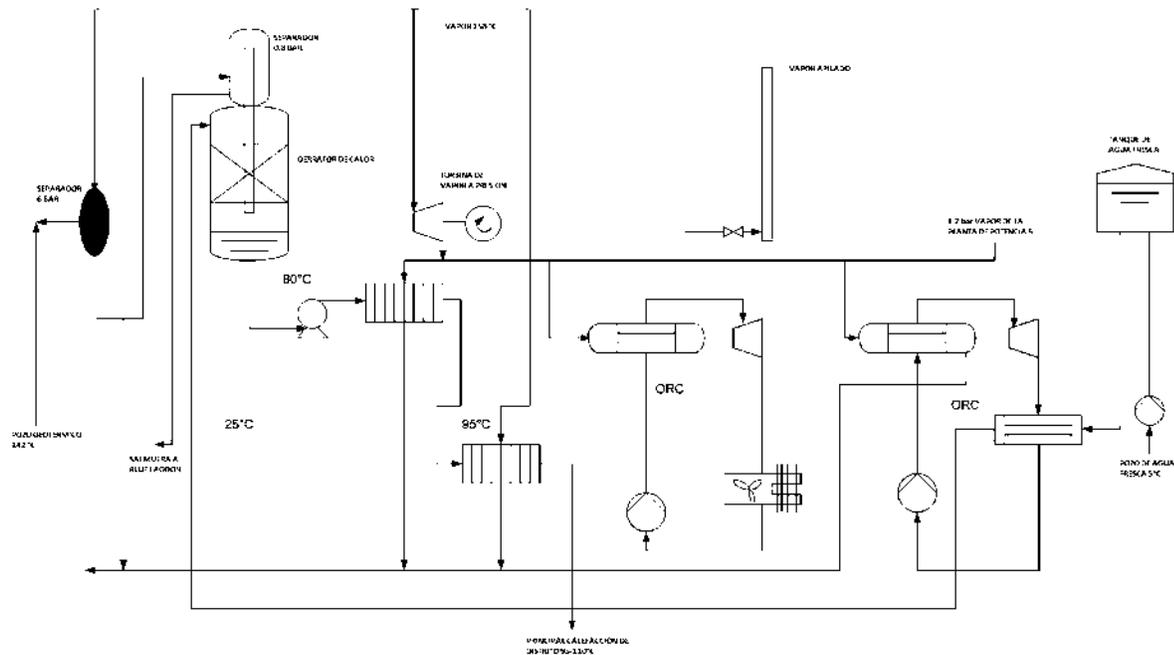


Figura 2.16: Diagrama de flujo de la planta de energía Svartsengi.

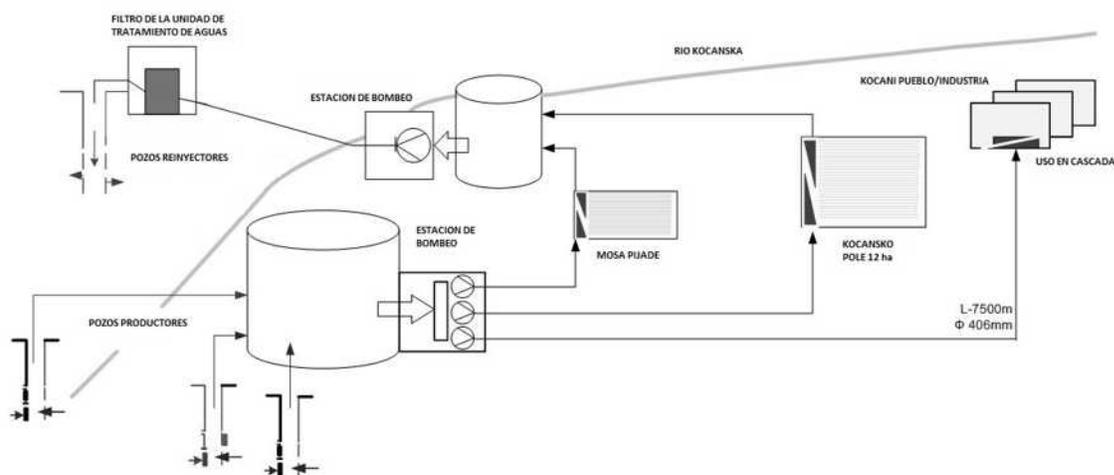


Figura 2.18: Esquema con incorporación de uso en cascada del agua geotérmica.

En el Laboratorio Geotérmico de Pas Meeri, ubicado en la región de Podhale, se documenta un proyecto piloto donde se implementa el uso en cascada de la energía geotérmica. El proyecto consiste en la implementación de un sistema de recuperación de calor en cascada para el criadero de peces y cultivo de vegetales. La Figura 2.19, muestra el esquema de este proyecto piloto [41]. En el sistema se considera una temperatura a la salida del pozo geotérmico entre 80 y 90 °C para ingresar a la central de energía geotérmica y proveer de agua caliente para la calefacción de distrito a apartamentos y edificios, así como de agua caliente sanitaria. Después del primer uso térmico, el agua tiene una temperatura entre 45 y 65 °C, temperatura suficiente para la crianza de peces y cultivo de vegetales. Finalmente, el agua es reinyectada. El esquema propuesto proporciona datos que validan el aumento en la eficiencia y la rentabilidad de la planta.

En Polonia se presenta también una patente, donde se describe un método para la utilización de fuentes de calor de baja y media temperatura [42]. La invención reclamada se caracteriza por su uso para precalentar el fluido de trabajo de una planta que comprende dos ciclos ORC acoplados térmicamente uno con el otro a través de un intercambiador de calor. Su descripción se resume prácticamente en ciclos ORC que pueden interconectarse en forma de cascada a través de intercambiadores de calor. Las posibles interconexiones se pueden realizar en extracciones de la turbina y, por medio del calor rechazado en el condensador del ORC de más elevada temperatura. En este sistema únicamente se genera energía eléctrica en dos niveles térmicos.

Otro estudio acerca del uso en cascada se ha reportado para el distrito de Iosia en Oradea [43]. Para este sistema, el recurso energético proviene de tres pozos geotérmicos cuyo flujo

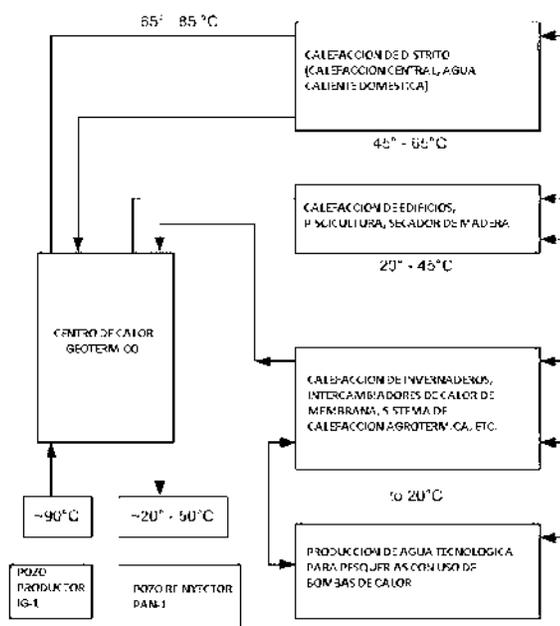


Figura 2.19: Sistema de utilización de la energía geotérmica en Geothermal Laboratory PAS MEERI.

total es de 29 l/s con una temperatura promedio de 105 °C. El flujo de uno de los pozos se utiliza para alimentar un ciclo ORC capaz de producir 50 kWe de electricidad, el fluido de trabajo de la unidad es hfc245fa, que no daña la capa de ozono. El flujo a la salida del ciclo ORC se une con el flujo de los otros dos pozos en un cabezal y posteriormente se envía a la planta de servicios térmicos para proporcionar energía en forma de calor a la red de calefacción de distrito y otros edificios públicos. En el último nivel de la cascada, se tienen unas piscinas para natación. El sistema cuenta con calderas auxiliares para cubrir principalmente los picos de demanda térmica. La Figura 2.20, muestra un esquema para esta instalación. Los datos de operación de esta planta muestran que el esquema en cascada ha incrementado el factor de utilización del recurso geotérmico.

En la zona geotérmica de Kawerau se instaló una planta Ormat de ciclo binario de 2.4 MWe y posteriormente fue instalada una planta de 3.5 MWe del mismo fabricante. Estas plantas son operadas en conjunto con una planta de proceso de pulpa y papel, demostrando el uso en cascada de vapor geotérmico y el uso directo. En la Figura 2.21, se muestra el esquema de este conjunto [44]. La temperatura del recurso geotérmico para este complejo es de 270 °C. En la Figura 2.22, se muestra un esquema detallado de las características de los flujos de vapor geotérmico destinado a las etapas de la cascada en el complejo Kawerau.

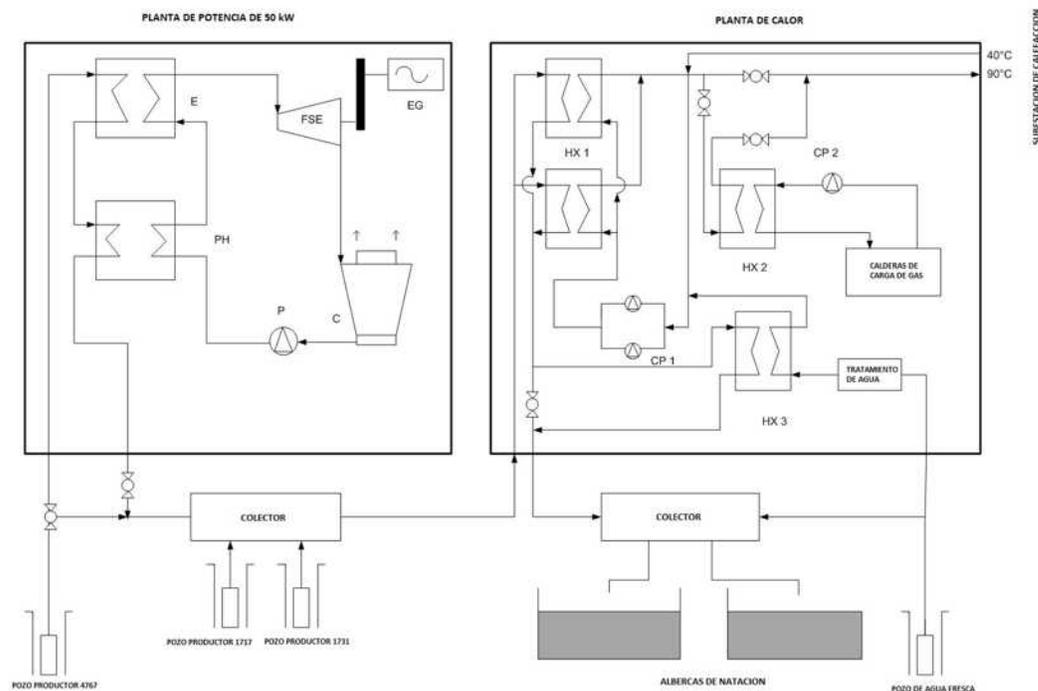


Figura 2.20: Esquema en cascada para el distrito de Iosia, Oradea

Puede apreciarse que el vapor geotérmico se destina para la producción de electricidad y el secado de productos de madera.

2.2.2. Clasificación por la aplicación de análisis energéticos y económicos

La clasificación en función de la aplicación de análisis energéticos y económicos permite identificar las plantas de poligeneración en las que se aplicaron este tipo de análisis para su integración o evaluación. Sin embargo el alcance de esta clasificación queda limitada solamente al análisis por primera ley de la termodinámica. Mediante esta clasificación se pueden encontrar las metodologías de evaluación por diferentes autores de los flujos de energía y eficiencias energéticas características en plantas de poligeneración en cascada. Mientras que bajo la clasificación por análisis económicos se pueden distinguir las metodologías para evaluar los costos de inversión de las tecnologías e indicadores económicos de evaluación, como los son: el valor actual neto y el periodo de recuperación de la inversión. En esta subsección los sistemas de poligeneración en cascada geotérmica se clasifican conforme a la aplicación individual o en conjunto de los análisis energéticos y económicos.

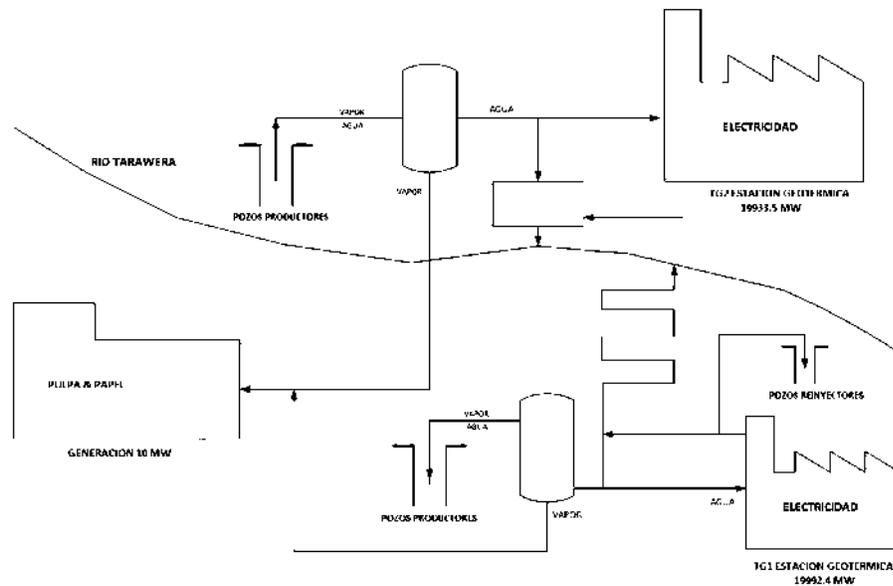


Figura 2.21: Diseño simplificado de la relación entre la energía geotérmica para el complejo Kawerau.

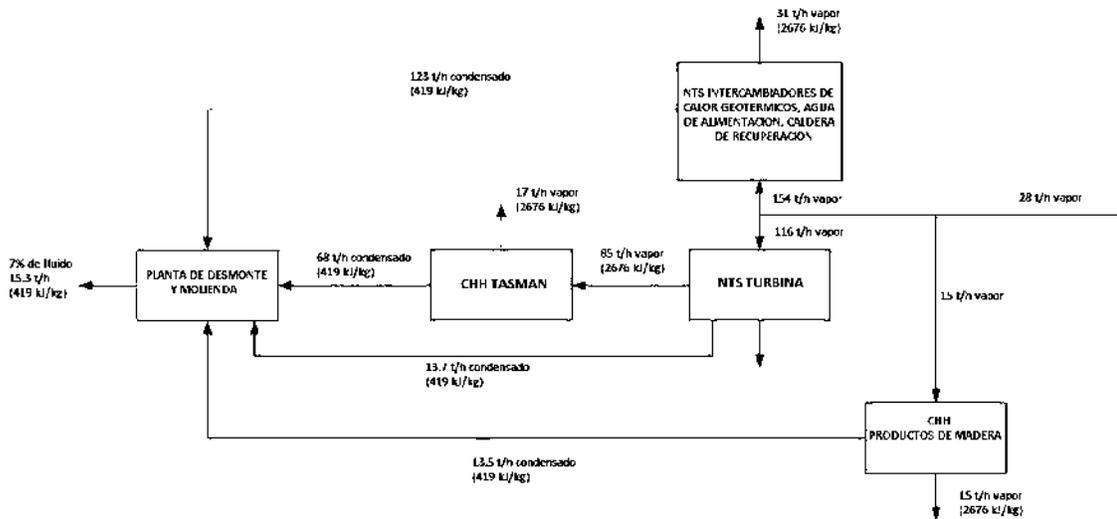


Figura 2.22: Detalles del uso en cascada dentro del complejo Kawerau.

Clasificación por la aplicación de análisis energéticos

En esta clasificación los sistemas de poligeneración en cascada geotérmica se agrupan por la aplicación de análisis energéticos para la evaluación del desempeño termodinámico por primera ley. En los trabajos encontrados se pueden detectar los métodos y consideraciones típicas para el análisis de energía, y metodologías de cuantificación de flujos energéticos y eficiencias por primera ley. A continuación se describen los trabajos detectados en los que se emplea el análisis de energía:

Jalilinasrabadly et al. [45]. Presentan el análisis de los usos en cascada de la energía geotérmica en Irán. En la región geotérmica de Sabalan se encuentra el pozo geotérmico de Gheynarjeh que registra una temperatura de 83 °C y un flujo de 7 l/s. Para usar este recurso geotérmico, se estudian dos alternativas. La primera alternativa consiste en cubrir las necesidades de una piscina y, la segunda plantea el uso geotérmico para un sistema de calefacción de distrito. El análisis de las alternativas planteadas se lleva a cabo con la consideración de ser operados posteriormente con una planta geotérmica bajo el esquema de uso en cascada. Jalilinasrabadly et al. [45], mediante el análisis de energía evalúan las pérdidas por convección y evaporación de la piscina. Finalmente, en el trabajo se menciona que el recurso geotérmico del pozo Gheynarjeh es apto para utilizarse en ambas alternativas y no se proporcionan más datos del uso posterior en forma de cascada.

Durgau [46]. Investigadora de la Universidad de Oradea, en Rumania, propone utilizar la energía geotérmica para la producción de electricidad, la pasteurización de leche, el suministro de calor a un conjunto de viviendas y balneología. Para la propuesta del sistema se considera una temperatura de 100 °C del agua geotérmica, con un flujo de 60 l/s y una presión de 4 bares. El agua caliente que proviene del pozo se separa en dos corrientes, una para el proceso de pasteurización de leche y la otra para la generación de electricidad por medio de un ciclo binario. El agua geotérmica que abandona el evaporador del ciclo binario se dirige a invernaderos y posteriormente a piscinas para balneología. La corriente de agua a la salida de las piscinas se une con la descarga del proceso de pasteurización, y finalmente se reinyecta. Durgau [46], emplea el análisis de energía para obtener parámetros de diseño de componentes de la planta de poligeneración en cascada, tal es el caso, del área de transferencia de calor del intercambiador de calor geotérmico. Para tener una mejor comprensión del aprovechamiento en cascada, se representa en la Figura 2.23.

Rosca y Maghiar [47]. Presentaron otro estudio en el que se considera la posibilidad de cubrir las necesidades térmicas del campus universitario de Oradea por medio de agua caliente geotérmica. Dentro de dicho campus se encuentra un pozo de 2,991 metros, que fue perforado

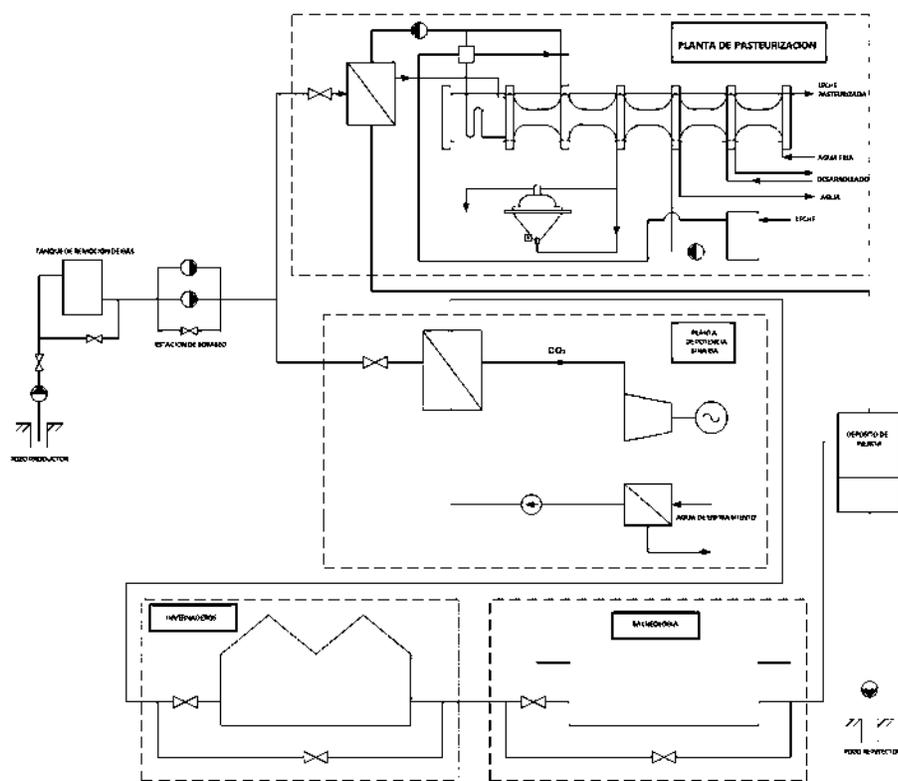


Figura 2.23: Diagrama del uso múltiple de la energía geotérmica en Rumania.

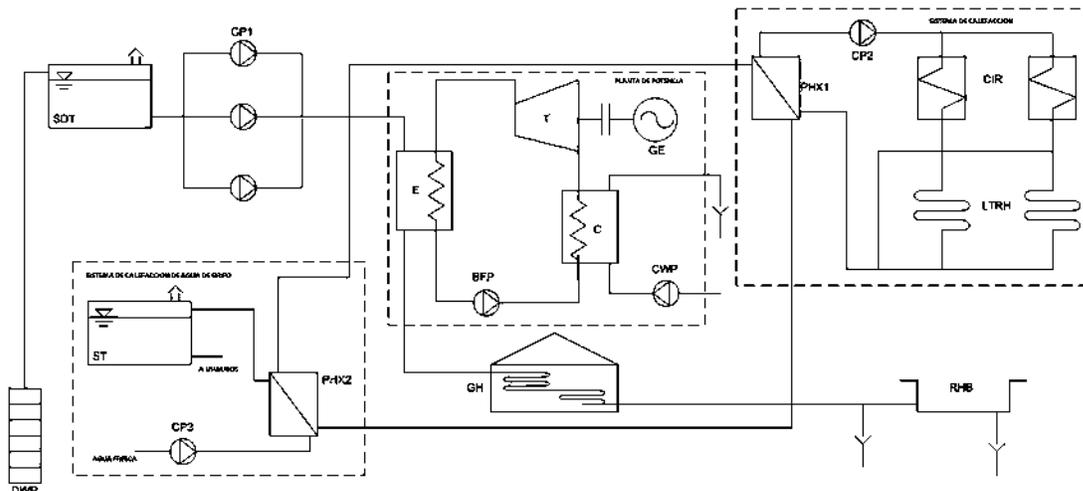


Figura 2.24: Disposición de los usos en cascada del agua geotérmica en la Universidad de Oradea.

en 1981 y que reporta actualmente un flujo de agua caliente de 25 l/s y una temperatura de 84 °C. Inicialmente el pozo fue destinado para abastecer de agua caliente sanitaria y calefacción al campus universitario y tres bloques de apartamentos. Para potenciar el uso del recurso geotérmico se propuso incorporar al sistema una planta de ciclo binario con CO₂ como fluido de trabajo, un invernadero y una piscina. En el estudio también incluyen el procedimiento para evaluar áreas de transferencia de calor a partir de los flujos de energía del sistema. La Figura 2.24 y Figura 2.25, muestran el arreglo propuesto con uso en cascada de la energía para el campus de la universidad de Oradea. En este sistema en cascada el agua geotérmica proveniente del pozo se separa para alimentar el ciclo binario y cubrir las necesidades agua caliente sanitaria y calefacción, al mismo nivel de temperatura. Posteriormente, el agua que abandona el evaporador del ciclo binario y que tiene una temperatura entre 45 y 50 °C, se dirige al invernadero y en último nivel de temperatura a las piscinas. Finalmente el agua geotérmica es reinyectada. Es importante señalar que debido a la complejidad del sistema se han utilizado controladores lógicos programables (PLC) y un sistema de control y adquisición de datos (SCADA) como herramientas para determinar la mejor estrategia de operación. Los cálculos técnicos del estudio demuestran que la propuesta presenta un ahorro de energía y una reducción de emisiones de CO₂. Un reporte completo con toda la información relacionada con este proyecto se puede encontrar en [48].

Gavrilescu et al. [49]. Presentan los usos en cascada de la energía geotérmica de baja entalpia para el Campus Universitario de Oradea, en el estudio se considera la utilización de bombas de calor para suministrar calefacción por suelo radiante a otros edificios, así como el

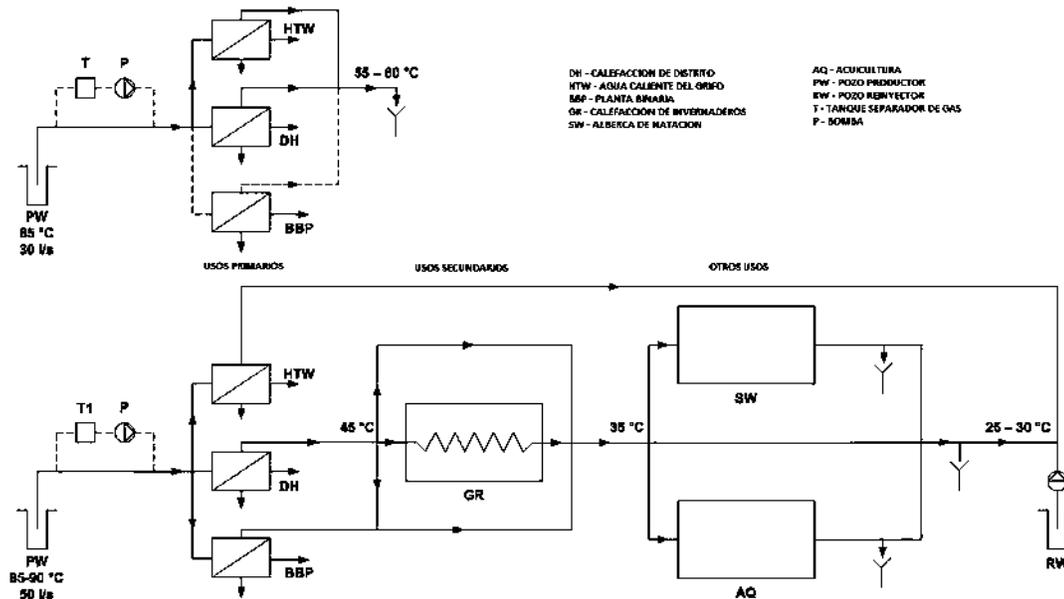


Figura 2.25: Diagrama de la instalación existente y perspectivas.

suministro agua caliente sanitaria. Como último nivel de uso del agua geotérmica se propone utilizar la energía térmica para la fusión de nieve. En el análisis presentan el procedimiento para evaluar el consumo de calor geotérmico, así como los cálculos para los flujos de energía en los niveles de la cascada geotérmica, La Figura 2.26, muestra el esquema de uso en cascada para esta propuesta.

Clasificación por la aplicación en conjunto de los análisis energéticos y económicos

La clasificación presentada en esta parte del presente trabajo se enfoca en agrupar los trabajos en los que se haya aplicado de manera conjunta los análisis energéticos y económicos. Se resalta de cada trabajo la metodología para determinar flujos de energía, eficiencias energéticas e indicadores económicos de las plantas de poligeneración. A continuación se presenta esta revisión:

Buonomano et al. [50]. Realizaron un análisis energético y económico, además del diseño y optimización de una pequeña planta de poligeneración activada por energía geotérmica y energía solar. La planta está compuesta por un ORC de 6 kW_e, un enfriador de absorción de H₂O/LiBr de 30 kW_f, un pozo geotérmico y un campo solar. El ORC es suministrado por el calor obtenido por un pozo geotérmico en el que la salmuera geotérmica esta aproxi-

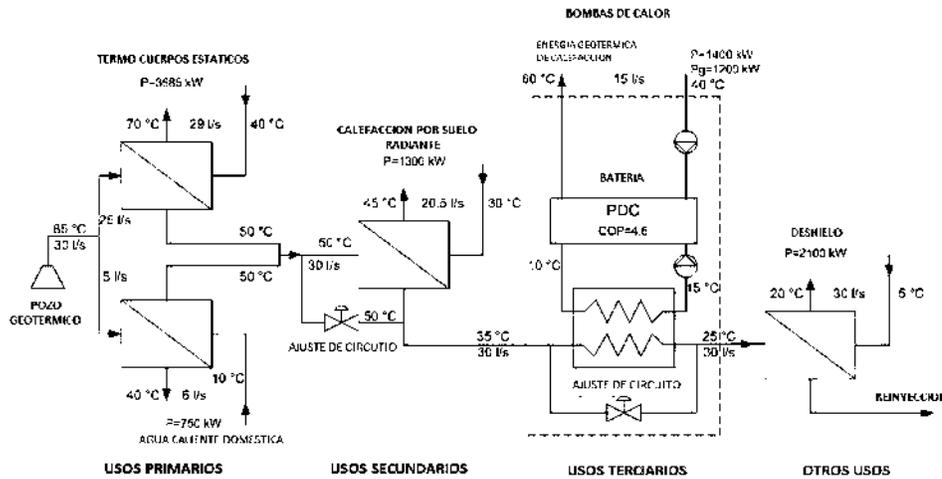


Figura 2.26: Diagrama de bloques del centro termal de la planta piloto.

madamente a 95 °C (ver Figura 2.27). El sistema mostró excelentes índices de rendimiento energético. La eficiencia eléctrica anual promedio de ORC es de aproximadamente 6 %, lo cual es un buen logro considerando la temperatura de activación del sistema. Los resultados también muestran que el rendimiento del sistema depende más de la disponibilidad de la energía geotérmica que la solar. Desde el punto de vista económico, el período de recuperación de la inversión es de 7.6 años, disminuyendo a 2.5 años en el escenario considerado más conveniente (financiamiento público y plena utilización de la energía térmica producida).

Calise et al. [51]. Realizaron una evaluación de un novedoso sistema de poligeneración renovable para una pequeña isla volcánica mediterránea para la producción combinada de energía y agua. En la evaluación se investiga la integración de la energía solar y geotérmica en sistema de poligeneración que produce simultáneamente: electricidad, energía térmica, energía frigorífica y agua dulce (ver Figura 2.28). La energía geotérmica también se usa para producir agua caliente sanitaria a 45 °C. Los resultados muestran un excelente rendimiento energético. Desde el punto de vista económico, la rentabilidad del sistema aumenta dramáticamente cuando la demanda de agua caliente sanitaria es elevada.

Calise et al. [52]. Presentaron el diseño, simulación y evaluación económica de un sistema de poligeneración geotérmico-solar que abastece una pequeña comunidad con electricidad, agua desalinizada, calefacción y refrigeración a través de una red de distrito. La planta híbrida de poligeneración es impulsada por energía geotérmica y solar. La salmuera geotérmica se utiliza primero para impulsar un ciclo ORC, luego para proporcionar calefacción. Para dicho sistema, el modelo del ORC se desarrolló en el software Engineering Equation Solver (EES), y

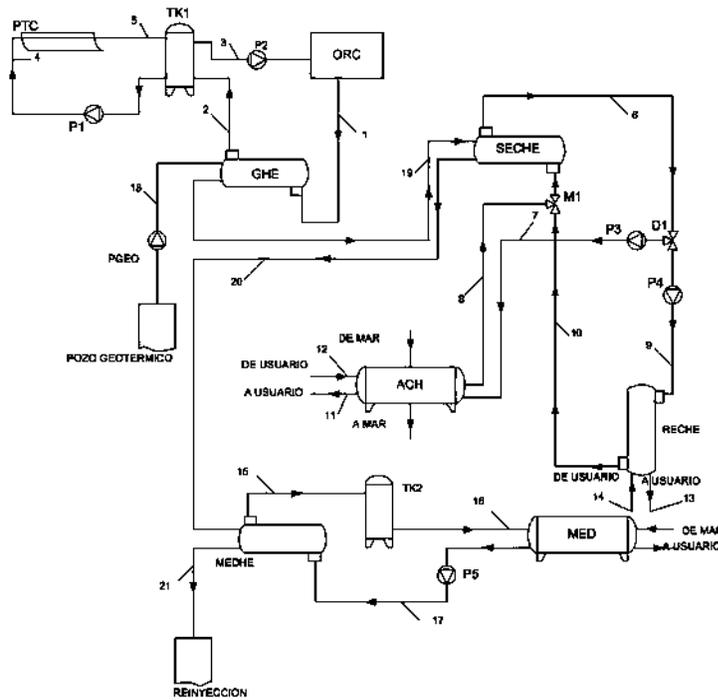


Figura 2.29: Sistema de poligeneración geotérmico-solar.

se basó en balances de masa y energía de dimensión cero e incluye algoritmos específicos para evaluar el rendimiento del diseño externo. Se investigó el rendimiento energético y económico del sistema bajo análisis, utilizando diferentes bases de tiempo (día, semana, mes, año). Los resultados mostraron que el nuevo sistema es altamente flexible y eficiente. La Figura 2.29, muestra el arreglo en cascada del sistema estudiado por Calise et al. [52] aprecia a continuación.

Fu et al. [53]. Realizaron un estudio comparativo para determinar el desempeño de un sistema de poligeneración en cascada en el cual se integran los ciclos ORC y KAC a procesos en campos petroleros. En el estudio se evalúa el rendimiento del ciclo ORC y del ciclo de Kalina de manera numérica para diferentes fluidos de trabajo. Se muestra que el rendimiento del subsistema ORC usando R236fa es mejor que otros fluidos de trabajo. Por otro lado, el rendimiento del subsistema KAC con una fracción de masa de amoníaco de 0.8 es la alternativa más apropiada. Sin embargo, para las condiciones estudiadas la potencia del subsistema KAC es mayor que para el ciclo ORC. En la investigación se utilizan recursos geotérmicos de media entalpia con temperatura de 140 °C. En general, para las dos opciones, la utilización de agua geotérmica en campos petroleros no sólo puede generar electricidad y energía térmica, sino también ahorrar grandes cantidades de petróleo para aumentar los beneficios anuales.

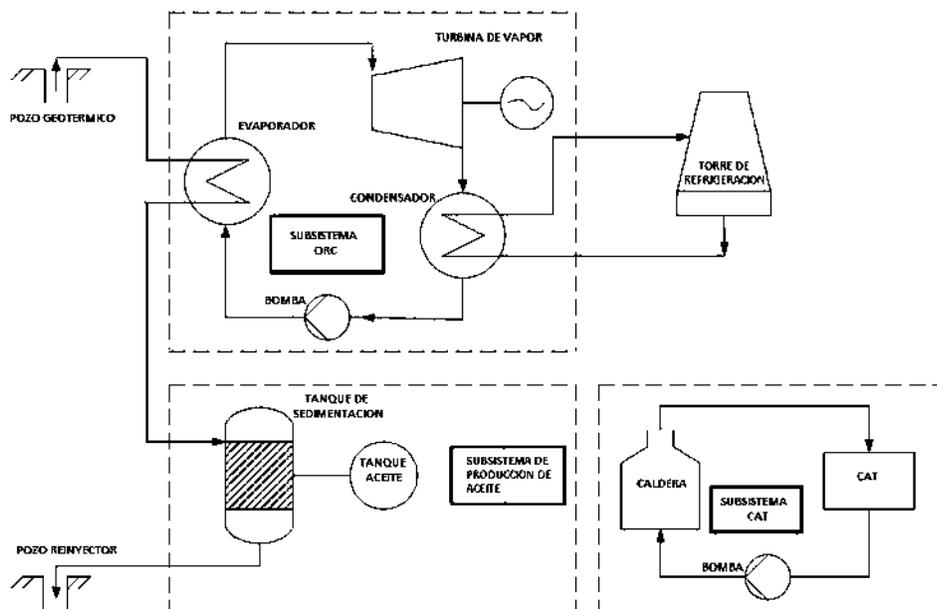


Figura 2.30: Diagrama del sistema en cascada basado en ORC.

La Figura 2.30, muestra el diagrama esquemático con el ciclo ORC, donde el agua geotérmica se envía al subsistema de producción de petróleo después de la generación de electricidad. En este caso el subsistema CAT (Collection and Transport) para recolección y transporte de petróleo consume una gran cantidad de energía térmica, la cual es proporcionada por una caldera convencional.

Por su parte, el diagrama esquemático de la utilización cascada basado en el ciclo KAC se muestra en la Figura 2.31. En este caso, el fluido geotérmico ingresa al evaporador del KAC para activarlo, posteriormente pasa al subsistema CAT y después, al tanque de sedimentación del subsistema de producción de petróleo. Finalmente el fluido geotérmico es reinyectado. El sistema también cuenta con el enfriador de absorción activado con energía geotérmica.

Nevton et al. [54]. Investigaron en Albania el uso integrado y en cascada de la energía geotérmica de baja entalpía como un esquema eficaz para el uso de los recursos geotérmicos. La temperatura media del recurso geotérmico de los manantiales geotérmicos Albaneses es de 60 °C, se trata de manantiales artesanos con un flujo medio de 10 l/s. Se ha identificado que estos recursos son apropiados para clínicas Spa, suministro de agua caliente sanitaria, calefacción para hoteles y centros turísticos. Además pueden considerarse invernaderos para cultivo de flores y vegetales, así como instalaciones de acuicultura. Esto en conjunto representa una oportunidad para la construcción de complejos turísticos y de servicios operando

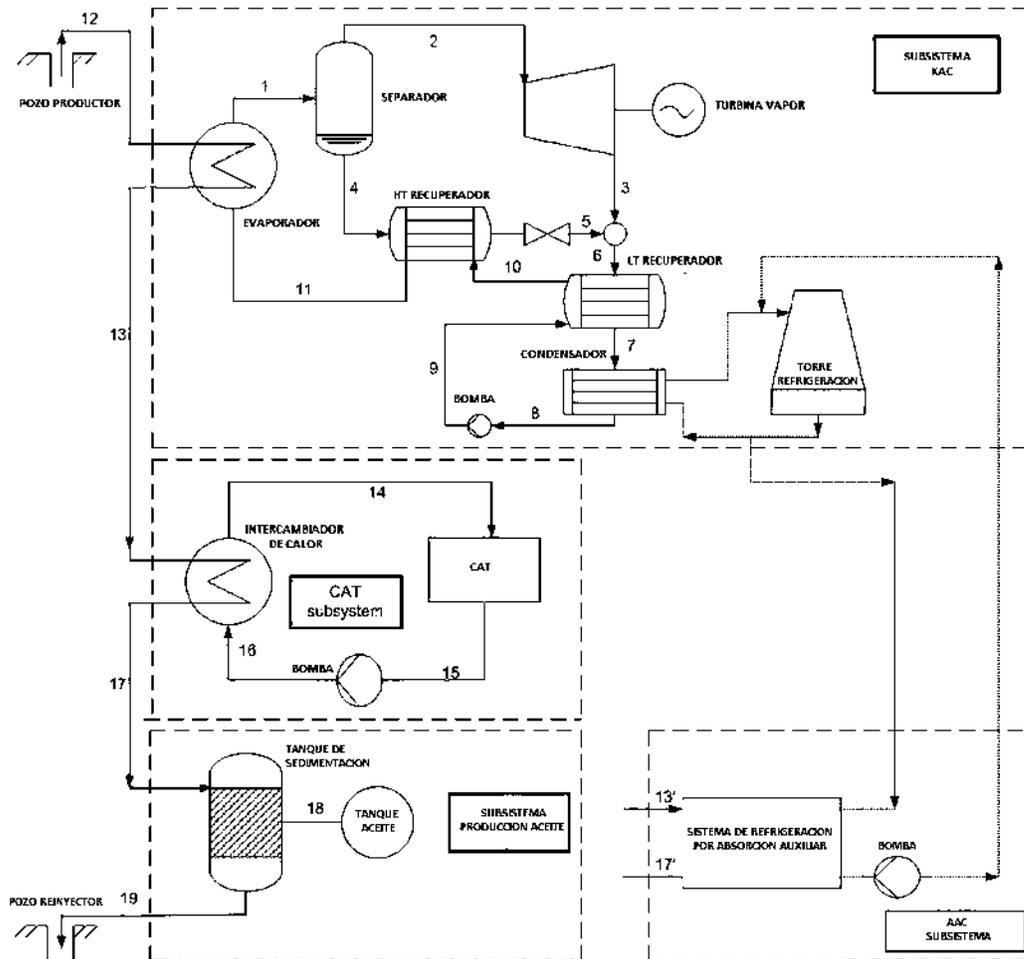


Figura 2.31: Diagrama del sistema en cascada basado en KAC.

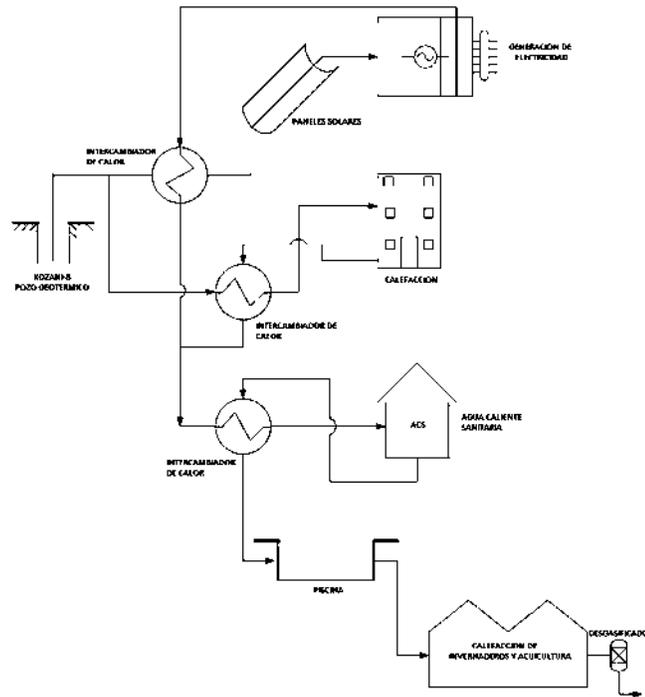


Figura 2.32: Propuesta simplificada del uso en cascada en Albania.

con uso en cascada geotérmica. Basado en lo anterior, se ha presentado un concepto innovador con uso híbrido de energía solar y energía geotérmica en cascada, donde se propone lo que se ha denominado multicentro con diversos servicios como Spa, gimnasio y piscinas termales, incluyendo invernaderos y acuicultura. Como recurso geotérmico se ha considerado el pozo geotérmico Kozani-8 que registra una temperatura del orden de $65.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un flujo volumétrico de 10 l/s , [54-57]. La Figura 2.32, muestra el esquema del sistema multiproducto para el multicentro y puede apreciarse que la calefacción del centro se suministra mediante la utilización directa de la energía geotérmica (a través de la instalación de intercambiadores de calor), mientras que para el enfriamiento se contempla una bomba de calor geotérmica. El techo del multicentro es cubierto con paneles solares, cuya combinación con energía geotérmica puede proporcionar la energía necesaria para el multicentro. En el análisis se realizan los cálculos del Valor Presente Neto (VPN) y de inversión. La inversión estimada es de alrededor de 5.5 millones de Euros. A pesar de que la inversión es demasiado alta, los resultados del estudio económico indican que es factible. Se menciona también que el proyecto puede mejorar de manera importante la calidad de vida de la comunidad.

2.2.3. Clasificación por la aplicación de análisis exergéticos y exergoeconómicos

El uso del concepto de exergía para la clasificación de las plantas de poligeneración en cascada geotérmica permite conocer y comparar trabajos en los que se aplicaron análisis exergéticos para conocer la capacidad teóricamente máxima para generar productos por parte del sistema. Por otra parte, la revisión para la clasificación de los sistemas de poligeneración de esta subsección no tiene comprendido el alcance de la clasificación exergética de los recursos geotérmicos que activan las plantas de poligeneración. Sin embargo, mencionándolo y resumiéndolo brevemente los recursos pueden ser clasificados en función del índice específico de exergía. Este parámetro no dimensional único, que se define como $S_{ExI} = e/e_{max}$, se puede utilizar para comparar varios campos geotérmicos con diferentes especificaciones. Este enfoque evalúa los campos geotérmicos de manera más consistente para la explotación de los recursos. También es más técnicamente significativo que los métodos de clasificación de temperatura y entalpía, ya que para clasificar los recursos geotérmicos, deben compararse en función de su cantidad y calidad. Lee et al. [4], introdujo el S_{ExI} como un parámetro que indica claramente el estado termodinámico de los fluidos geotérmicos como el trabajo máximo disponible. Este método, conocido como SExI, normaliza los valores de exergía con la ayuda de los siguientes pasos:

- Normalizar los valores de exergía por la máxima condición ambiental correspondiente.
- El índice de exergía específico varía entre 0 y 1.0 para vapor y agua saturados.
- SExI teóricamente puede exceder 1.0 para vapor sobrecalentado alto.

El concepto de exergía se desarrolló como una herramienta de clasificación de recursos geotérmicos para clasificar las plantas de energía geotérmica, en función de su capacidad para generar energía. Los valores de exergía no pueden clasificar los recursos geotérmicos debido a su sensibilidad a las condiciones de hundimiento. Por lo tanto, el parámetro SExI se definió para eliminar la desventaja de la exergía. En este método, los recursos se clasifican según sus valores S_{ExI} , que se dividen en bajo ($S_{ExI} < 0.05$), medio ($0.05 < S_{ExI} < 0.5$) y alto ($S_{ExI} > 0.5$), [58,59].

Finalmente, en lo que compete a este trabajo el enfoque de clasificación presentado, se ha enfocado en la revisión de bases de datos científicas para identificar diferentes metodologías exergéticas y exergoeconómicas aplicadas en la evaluación en plantas de poligeneración geotérmica en cascada. En esta subsección 2.2.3 se presenta dicha revisión y se distinguen las aportaciones por diferentes autores respecto a las plantas geotérmicas mencionadas.

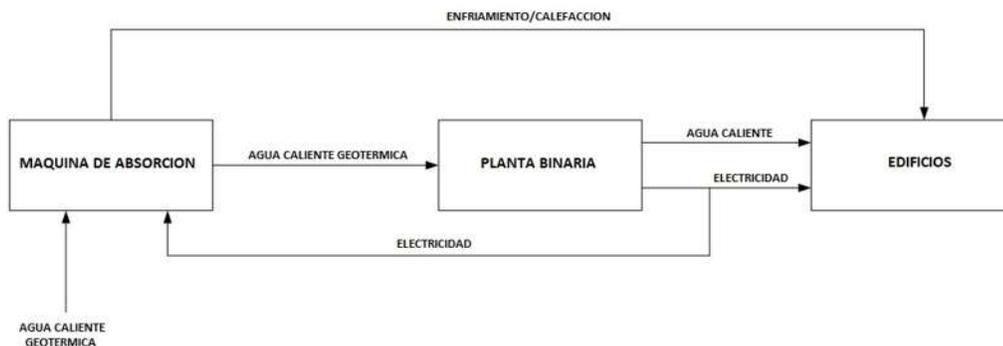


Figura 2.33: Sistema integrado para generación de electricidad, calefacción, refrigeración y agua caliente

Clasificación por la aplicación de análisis exergéticos

En esta parte, las plantas de poligeneración en cascada se clasifican en función de la aplicación del análisis de exergía, se resaltan los procedimientos, objetivos y resultados obtenidos por la aplicación del análisis exergético por otros autores. A continuación se describe una revisión de la aplicación de los análisis exergéticos en las plantas de poligeneración en cascada.

Ratlamwala et al. [60]. Han propuesto y analizado en Canada un sistema integrado para generación de electricidad, calefacción, refrigeración y agua caliente (ver Figura 2.33). El sistema consta de un sistema de refrigeración de cuádruple efecto (QEAS) y un ciclo binario de múltiple etapa. Para el sistema propuesto, se lleva a cabo una evaluación del desempeño termodinámico, evaluando las eficiencias energéticas y exergéticas e identificando los parámetros de operación para diversas temperaturas del fluido geotérmico. Finalmente, se hace una evaluación general del sistema para aplicaciones prácticas. En la Figura 2.33, se muestra el sistema integrado que consiste de un sistema de refrigeración (QEAS) y la planta de ciclo binario que suministran energía a un edificio. En este sistema el agua geotérmica se pasa primero a través del sistema de refrigeración. El efecto de enfriamiento y calentamiento producido se suministran al edificio. Posteriormente, el fluido geotérmico pasa a la planta ciclo binario para producir energía eléctrica. Una parte de la energía producida por la planta binaria se suministra al propio sistema de refrigeración y la energía restante se suministra al edificio. El agua geotérmica que sale de la planta ciclo binario se suministra al edificio para ser usada como agua caliente sanitaria.

Al-Ali y Dincer [61]. Presentaron estudios energéticos y exergéticos de un sistema de poligeneración geotérmico-solar con capacidad de producir energía eléctrica, refrigeración,

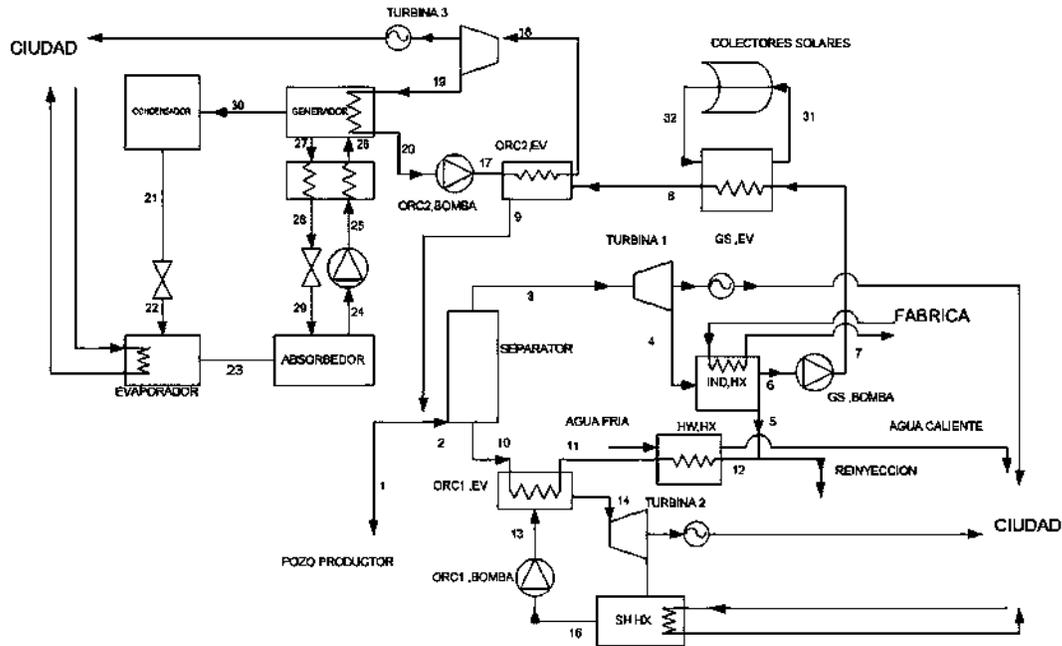


Figura 2.34: Descripción del sistema de poligeneración en cascada geotérmico-solar.

calefacción de espacios, agua caliente y calor para uso industrial. Realizaron un estudio paramétrico para investigar los efectos de las condiciones de funcionamiento y los parámetros del entorno en el rendimiento del sistema. El fluido geotérmico con el que se activa el sistema tiene las características termodinámicas de 190 °C, 1254 kPa y 120 kg/s. La Figura 2.34, muestra el sistema de poligeneración que está integrado por cuatro ciclos principales; ciclo geotérmico-solar, ORC₁, ORC₂ y enfriador de absorción simple.

Akrami et al. [62]. Realizaron una evaluación energética y exergética de un sistema de poligeneración que utiliza la energía geotérmica como fuente de activación para producir simultáneamente electricidad, calefacción e hidrógeno. Para tener una mejor visión del rendimiento termodinámico del sistema integrado, realizaron estudios paramétricos sobre los efectos del flujo másico, la temperatura y la presión sobre la eficiencia del sistema. La temperatura y la presión del recurso geotérmico que activa la cascada son de; 180 °C y 1002 kPa a razón de 1kg/s. El diseño esquemático del sistema se muestra en la Figura 2.35. En este sistema, la energía térmica del geofluido se intercambia con un fluido de trabajo secundario de baja temperatura de ebullición en el evaporador del ORC. El fluido de trabajo se sobrecalienta y antes de ser bombeado a la unidad de recuperación de calor, el vapor se expande en la turbina y luego se condensa en un condensador enfriado por aire. Finalmente, el geofluido ingresa a un calentador de agua doméstico para proporcionar el calentamiento requerido.

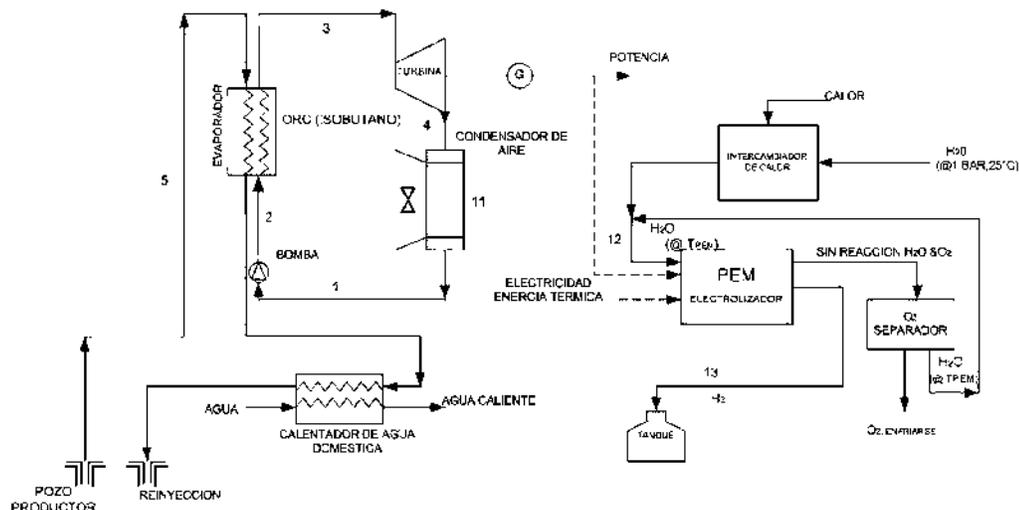


Figura 2.35: Sistema geotérmico con producción simultánea de electricidad, calefacción e hidrógeno.

Dependiendo de las necesidades de la demanda de electricidad por los consumidores, una parte del producto eléctrico del ciclo ORC se asigna a aplicaciones residenciales y el resto se asigna a la producción de hidrógeno. Además, un tanque de almacenamiento está destinado a almacenar hidrógeno producido.

Leveni et al. [63]. Presentaron un análisis energético y exergético de la producción combinada de frío y potencia a partir del yacimiento geotérmico de Torre Alfina, Italia. Presentan una disposición en cascada de un ORC y un ciclo de absorción. A partir de un diseño de referencia de literatura que se toma como punto de referencia, se proponen algunas mejoras del sistema. Para evaluar el rendimiento del sistema, se desarrolla un modelo termodinámico en EES y el balance de energía y exergía es calculado. En condiciones optimizadas, el caso dirigido a una potencia de salida de 5MW mostró un factor de utilización de energía de 46.2% y una eficiencia de exergía de 27.7%, descuidando la pérdida de reinyección de salmuera. Mientras que las mayores destrucciones de exergía resultaron en el economizador del ORC (8.6%), en el generador (6.3%) y el absorbedor (5.5%) de ciclo de absorción. La Figura 2.36, muestra el diagrama termodinámico de la utilización en cascada de la energía geotérmica en Torre Alfina.

Zare [64]. Realizo un análisis termodinámico comparativo de dos sistemas que utilizan energía geotérmica de bajo grado de temperatura. Ambos sistemas de poligeneración tienen la capacidad de producir electricidad, enfriamiento y agua caliente (ver figuras 2.37 y 2.38). Los dos sistemas considerados se distinguen por sus unidades de generación de energía, ya

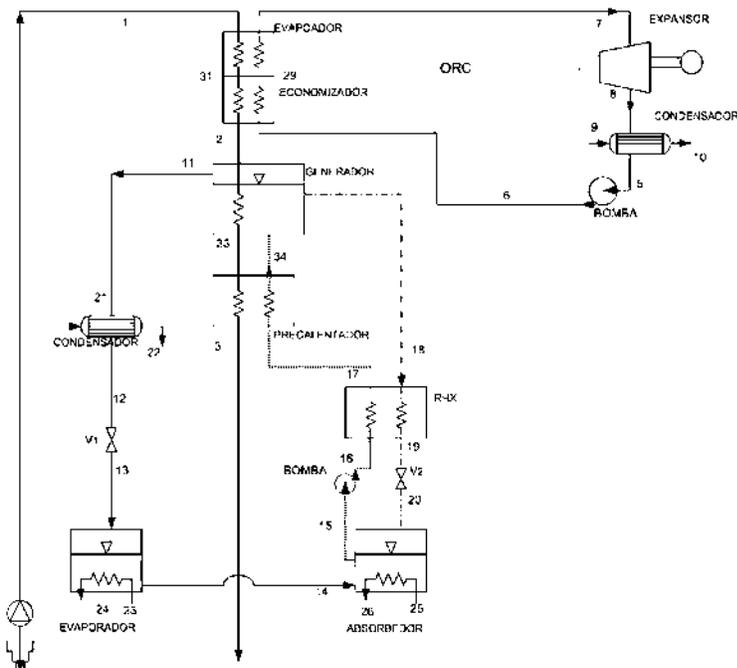


Figura 2.36: Utilización en cascada de la energía geotérmica en Torre Alfina

que emplea un ORC como candidato para la generación de energía eléctrica, mientras que el otro sistema emplea un KAC. Para proporcionar cargas de enfriamiento y calefacción, un enfriador de absorción y un calentador de agua se acoplan a los ciclos ORC y KAC. Para evaluar el rendimiento de los sistemas, se desarrollan modelos termodinámicos y se realiza un estudio paramétrico antes de la optimización con respecto a la eficiencia de la segunda ley, como la función objetivo. Además, se realiza un modelo de destrucción de exergía para identificar las principales fuentes de irreversibilidades dentro de los componentes de los sistemas considerados. Se encuentra que el sistema basado en el ciclo de Kalina es más eficiente ya que su eficiencia máxima de la segunda ley es del 50.36 %, mientras que el sistema orgánico basado en el ciclo de Rankine tiene una eficiencia máxima de la segunda ley del 46.51 %. Los resultados también indican que, para una temperatura de fuente de calor de 120 °C, el sistema basado en el ciclo de Kalina puede producir más energía que el otro sistema en alrededor del 12,2 %, en condiciones optimizadas.

Jiang et al. [65]. Muestran una pequeña planta experimental en cascada geotérmica, con un sistema ORC acoplado con un enfriador de adsorción de dos etapas. En el primer nivel del sistema se tiene un ORC que opera mediante energía geotérmica y para el segundo nivel se tiene el ciclo de adsorción. El diagrama de la planta se muestra en la Figura 2.39, e incluye los dos subsistemas. El ciclo ORC opera con R245fa como fluido de trabajo y el ciclo de

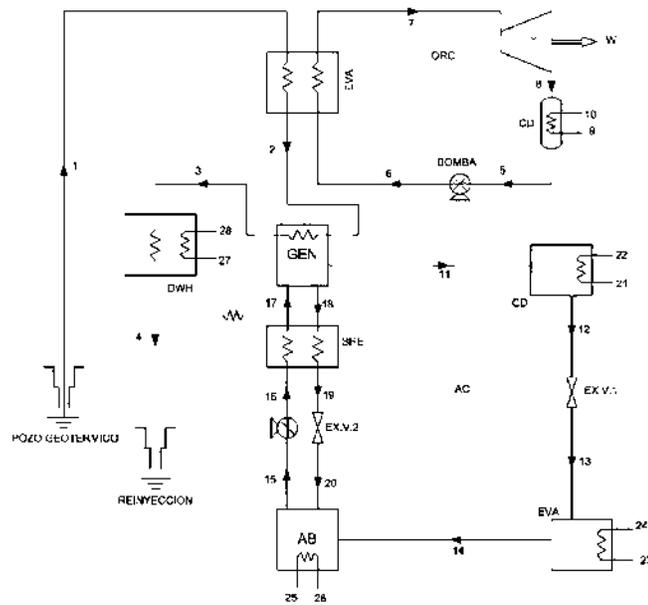


Figura 2.37: Sistema de poligeneración con un ORC para producir electricidad.

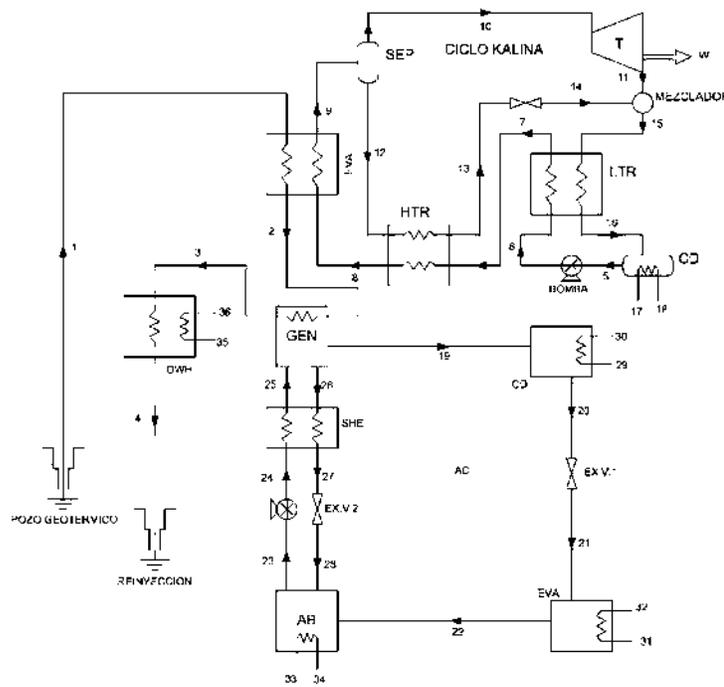


Figura 2.38: Sistema de poligeneración con un KAC para producir electricidad.

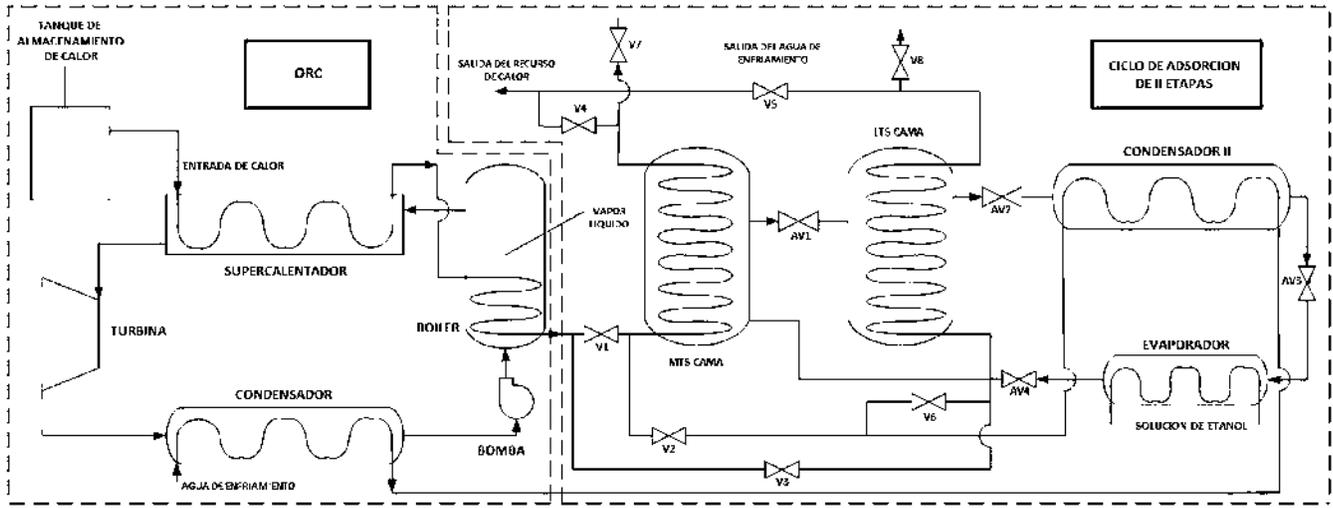


Figura 2.39: Producción en cascada de electricidad y frío.

adsorción opera con una mezcla de $\text{CaCl}_2 / \text{BaCl}_2$ en dos etapas. Los ciclos se conectan en cascada por el circuito de fluido de calentamiento que fluye hacia el ORC en primer lugar, y luego, hacia las dos etapas del enfriador de adsorción. Para el proceso, el calor geotérmico se utiliza dos veces de manera secuencial, incrementando la eficiencia de utilización del calor geotérmico. De esta manera se consigue la generación de electricidad y la producción de frío, en un proceso en cascada geotérmica. La temperatura del recurso geotérmico es de $98\text{ }^\circ\text{C}$ (fuente de calor), temperatura de $30\text{ }^\circ\text{C}$ para enfriamiento en condensador, y temperatura de $-15\text{ }^\circ\text{C}$ en el evaporador en el ciclo de adsorción. Los resultados experimentales muestran que es posible operar la planta con energía térmica con temperatura en el rango de $78\text{ }^\circ\text{C}$ a $98\text{ }^\circ\text{C}$. Rango de temperatura apropiado para recursos geotérmicos de baja entalpia o calor residual de procesos industriales.

Clasificación por la aplicación de análisis exergéticos y económicos (enfoque no exergoeconómico)

En esta parte, las plantas de poligeneración en cascada se agrupan en función de la aplicación en otros trabajos del análisis de exergía, y en función de la aplicación del análisis de exergía con el análisis económico (enfoque no exergoeconómico). A continuación se presentan los procedimientos y metodologías aplicadas en trabajos de plantas de poligeneración en cascada, según este enfoque de clasificación:

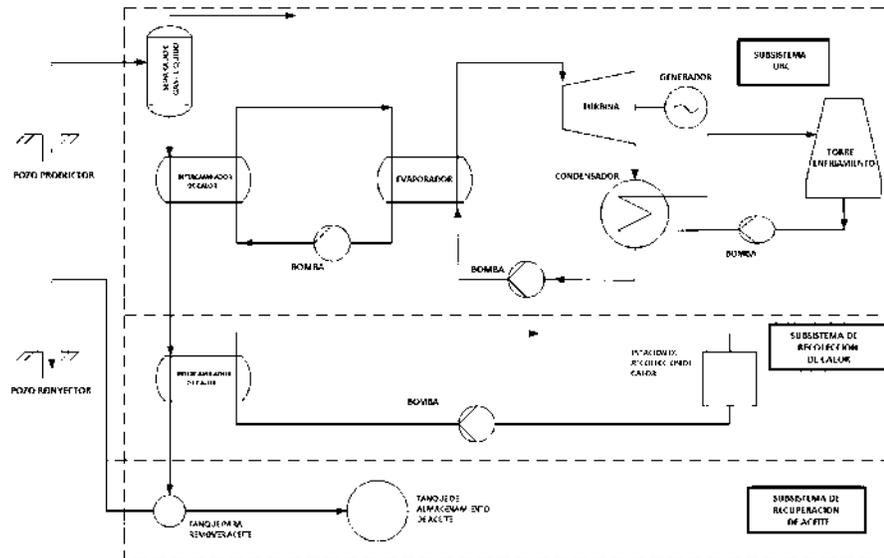


Figura 2.41: Uso en cascada de la energía geotérmica en la producción de electricidad y un campo de petróleo.

dad y segundo lugar para suministro de calor al subsistema GHT (Gathering Heat Tracing) y posteriormente, al subsistema de recuperación de petróleo. El estudio destaca que la propuesta de uso en cascada es económicamente rentable y es también técnicamente viable para su implementación en los procesos de los campos petroleros.

Fu et al. [68]. Presentan la evaluación del desempeño un KAC activado mediante energía geotérmica y acoplado a procesos en campos petroleros. En esta investigación se establece un modelo matemático del KAC y se optimiza mediante el análisis de las eficiencias térmicas y exergéticas. Se analiza la recuperación de calor de baja temperatura y se evalúa el desempeño económico del sistema de utilización en cascada. Los resultados que se obtienen demuestran que este uso en cascada con generación de electricidad y recuperación de petróleo crudo es una forma de ampliar los beneficios económicos de la instalación. La Figura 2.42, muestra el sistema en cascada de dos niveles de temperatura. En el primer nivel, el KAC es activado por energía geotérmica directamente del pozo geotérmico, y en el segundo nivel de temperatura se encuentra el subsistema de producción de petróleo crudo. Para aumentar la potencia del KAC, se incorpora un enfriador por absorción para disminuir la temperatura del agua de enfriamiento.

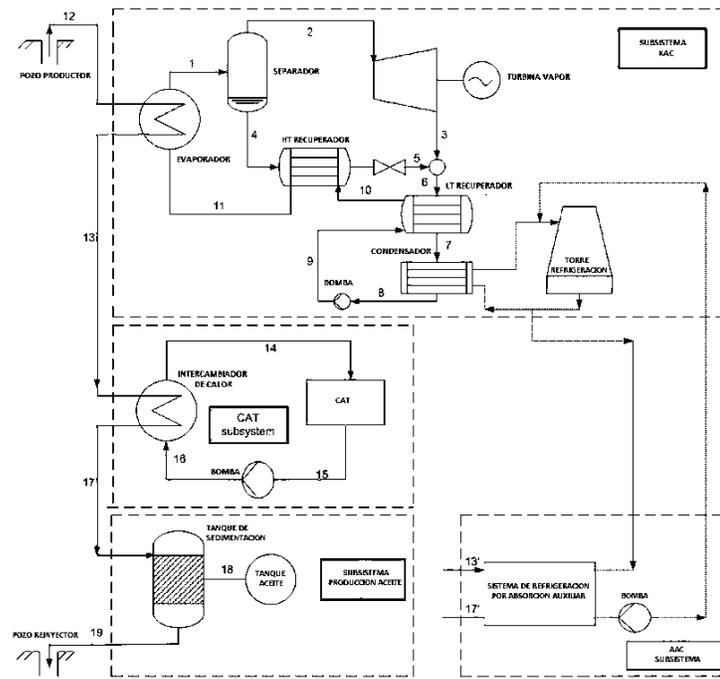


Figura 2.42: Sistema en cascada con ciclo Kalina y producción de petróleo crudo.

Análisis exergoeconómicos de plantas de poligeneración en cascada

En esta parte se agrupan los sistemas de poligeneración encontrados durante la revisión y donde se destaca la aplicación de análisis exergoeconómicos. A continuación se describen brevemente los aportes de los trabajos encontrados:

Kordlar y Mahmoudi [69]. Propusieron un sistema novedoso impulsado mediante energía geotérmica con capacidad de producir electricidad y enfriamiento simultáneamente. El sistema (ver Figura 2.43), es una combinación de un ORC y un ciclo de refrigeración por absorción, se analiza y se optimiza desde el punto de vista de la termodinámico y exergoeconómico. El agua caliente geotérmica de bajo grado de temperatura se suministra en el primer nivel térmico de la cascada al ORC y al ciclo de refrigeración por absorción a una temperatura de 133.3 °C y a razón de 100 kg/s, una vez que cede su energía a ambos ciclos se mezcla en un paso posterior en un mezclador, para posteriormente ser reinyectada a una temperatura de 90 °C. En el análisis termodinámico se obtienen los flujos de energía del sistema, flujos de exergía y rendimientos. Mientras que con el exergoeconómico se obtienen los costos de todas las corrientes del sistema, costos de inversión y los costos de las destrucciones de exergía de los componentes que integran el sistema. Para tal sistema los resultados indican una producción de potencia neta de 910.8 kW, una producción frigorífica de 996.3 kW, una

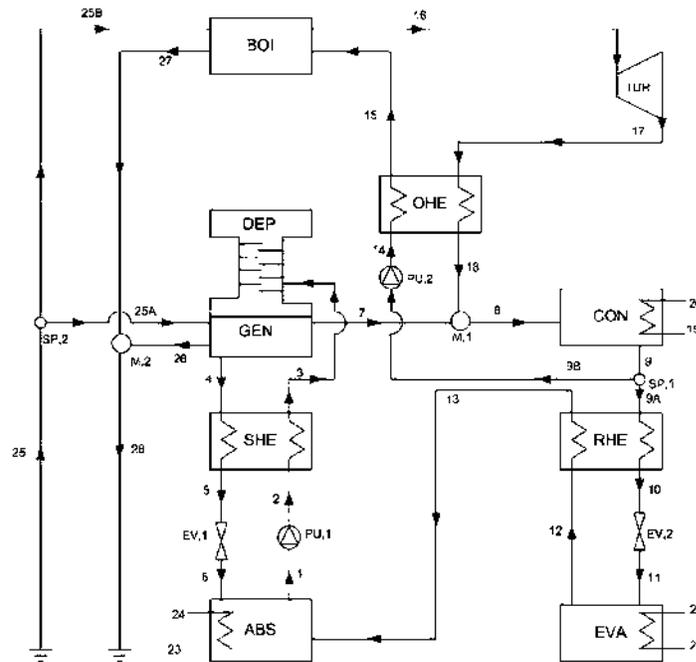


Figura 2.43: Sistema novedoso de producción de electricidad y enfriamiento, simultáneamente.

eficiencia térmica de 10.34 %, una eficiencia exergética de 23.13 % y un costo específico de producción de productos de 54.54 \$/GJ.

Behnam et al. [70]. Presentaron un análisis exergoeconómico de un sistema que emplea la energía geotérmica de baja temperatura para producir simultáneamente electricidad, agua caliente y agua dulce. Utilizando agua geotérmica a 100 °C, el sistema propuesto tiene una capacidad de producción de 0.662 kg/s de agua dulce, 161.5 kW de potencia y 246 kW de calor útil. El análisis exergoeconómico indica que el costo del recurso geotérmico de activación del sistema es de 513.66 \$/h. La Figura 2.44, muestra el innovador ciclo de generación de electricidad, calor y agua fresca mediante la aplicación del concepto de uso en cascada de la energía geotérmica.

Behzadi et al. [71]. Realizaron un análisis de energía, exergía, exergoeconomía y optimización de un sistema integrado basado en energía geotérmica. El sistema propuesto incluye la producción simultánea de electricidad y refrigeración simultáneamente. Los resultados obtenidos en este análisis muestran que en el punto óptimo donde se optimiza la eficiencia exergética y el costo específico del producto es en los valores de 12.31 % y 35 \$/GJ, respectivamente. La distribución dispersa de los parámetros principales revela que la temperatura geotérmica es un parámetro muy sensible que debe mantenerse en su valor más alto (es decir,

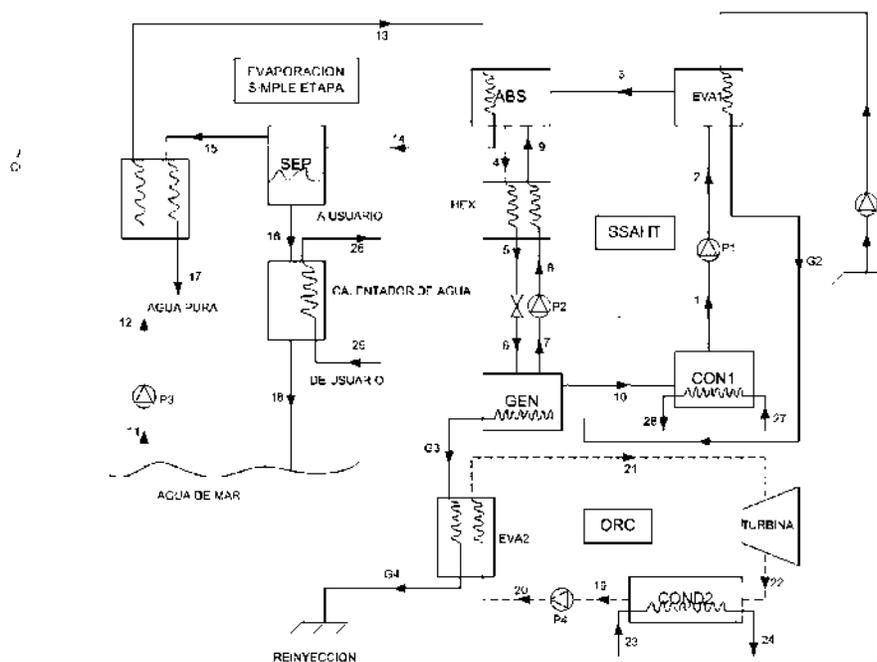


Figura 2.44: Sistema con capacidad de producción de electricidad, agua caliente y agua fresca.

245 °C).

Calise et al. [72]. Presentaron un análisis exergoeconómico del sistema de poligeneración descrito en la Figura. Implementan un análisis exergético y exergoeconómico para identificar todos los aspectos que afectan la eficiencia exergética global, para sugerir posibles mejoras del sistema. Por su parte, el análisis exergoeconómico tiene como objetivo establecer un valor monetario para todas las corrientes del sistema para proporcionar una base razonable para la asignación de precios de productos. Los resultados muestran que la eficiencia de exergía global varía entre el 40 y el 50 % durante el modo de recuperación térmica, y entre 16 % y 20 % durante la operación de modo de enfriamiento. También determinaron que la electricidad, el agua enfriada, el agua de refrigeración y el agua desalinizada alcanzan costos económicos en los rangos 0.1475–0.1722 €/kWh, 0.1863–0.1888 €/kWh, 0.01612–0.01702 €/kWh y 0.5695–0.6023 €/kWh, respectivamente.

Cao et al. [73]. Realizaron análisis de exergía de un sistema de generación combinada de potencia y enfriamiento para el aprovechamiento en la producción de fabricación de hielo e hidrógeno. El sistema propuesto combina un ciclo flash geotérmico, un ciclo Kalina, un ciclo refrigeración por absorción de amoníaco-agua y un electrolizador (ver Figura 2.45). Se analizan algunos parámetros clave para determinar su efecto sobre el rendimiento exergético,

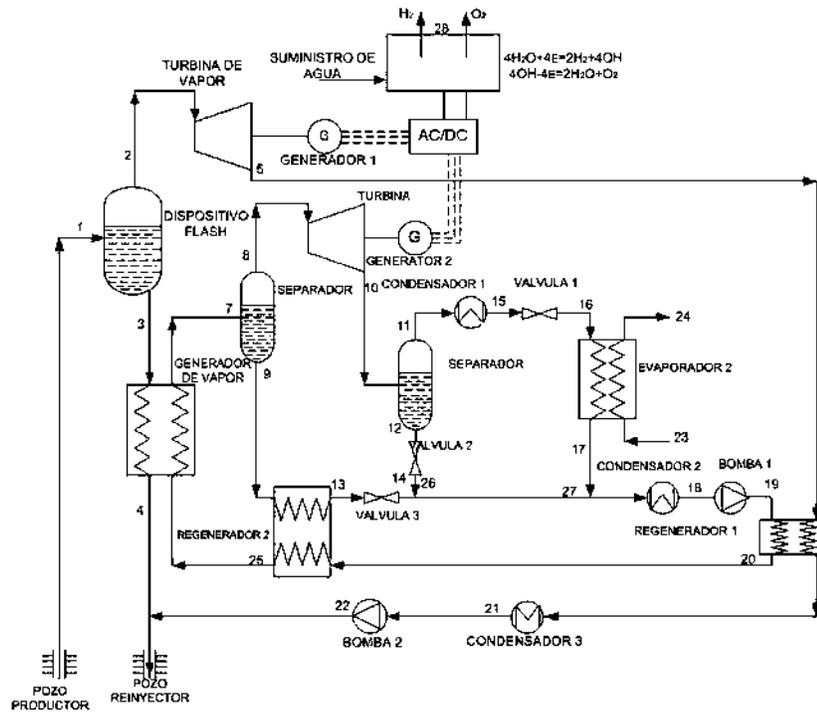


Figura 2.45: Sistema de generación combinada de potencia y enfriamiento.

además de realizar un análisis de destrucción de exergía para todos los componentes para descubrir la distribución de la ineficiencia de exergía. Adicionalmente en este trabajo los autores presenta una estimación termoeconómica de los costos de los productos de a planta en función de la temperatura del fluido geotérmico. Los resultados muestran que la eficiencia exergetica alcanza el 23.59 %, 25.06 % y 26.25 % cuando la temperatura del agua geotérmica es 150 °C, 160 °C y 170 °C.

Ebadollahi et al. [74]. Presentan una propuesta y optimización multicriterio de dos nuevos sistemas combinados de calefacción y energía para la fuente geotérmica de Sabalan, Irán. Para ello diseñan dos sistemas innovadores de poligeneración para el área geotérmica de Sabalan basados en ciclos ORC y KAC. La viabilidad se examina desde los puntos de vista termodinámicos y económicos. Los resultados del análisis de segunda ley reflejaron que, entre todos los componentes, el condensador es el componente con la mayor destrucción de exergía del sistema. Un diagrama esquemático del aprovechamiento de la energía geotérmica por el sistema propuesto se muestra en la Figura 2.46.

Ghaebi et al. [75]. Presentan un nuevo sistema de poligeneración impulsado por una fuente geotérmica de calor y gas natural. Los autores realizan un análisis de energía, exergía y

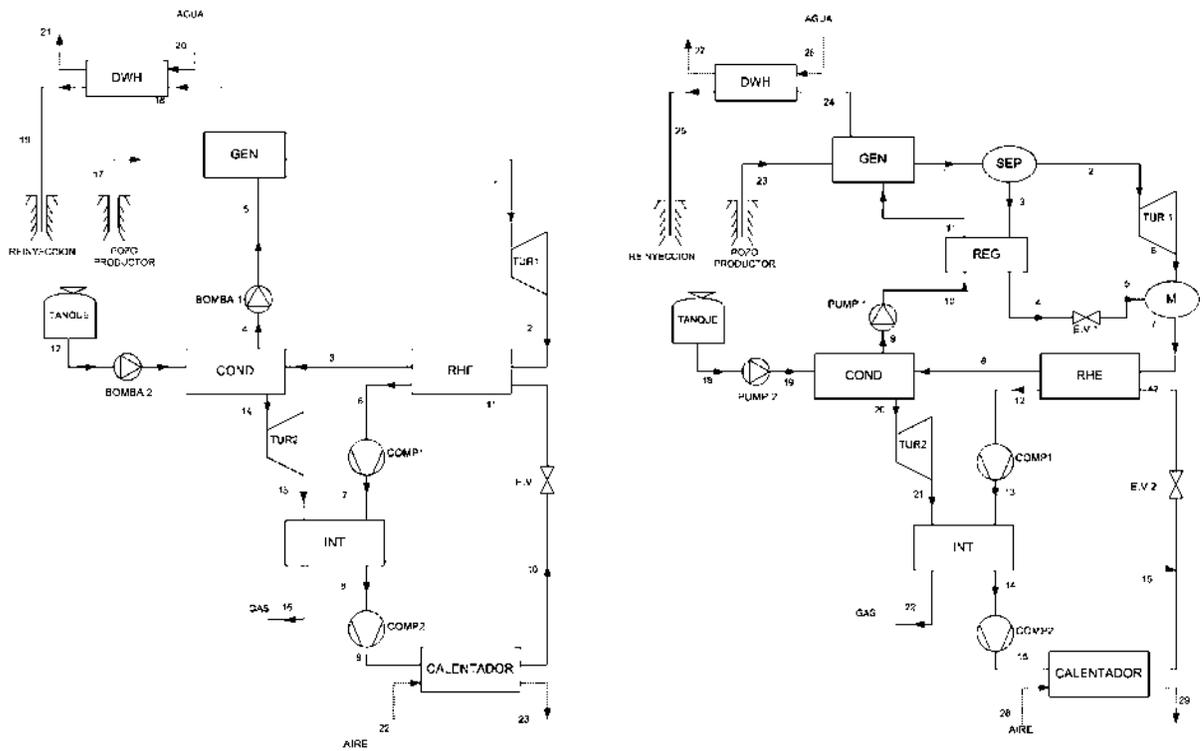


Figura 2.46: Sistemas combinados de calefacción y energía para la fuente geotérmica de Sabalan, Irán.

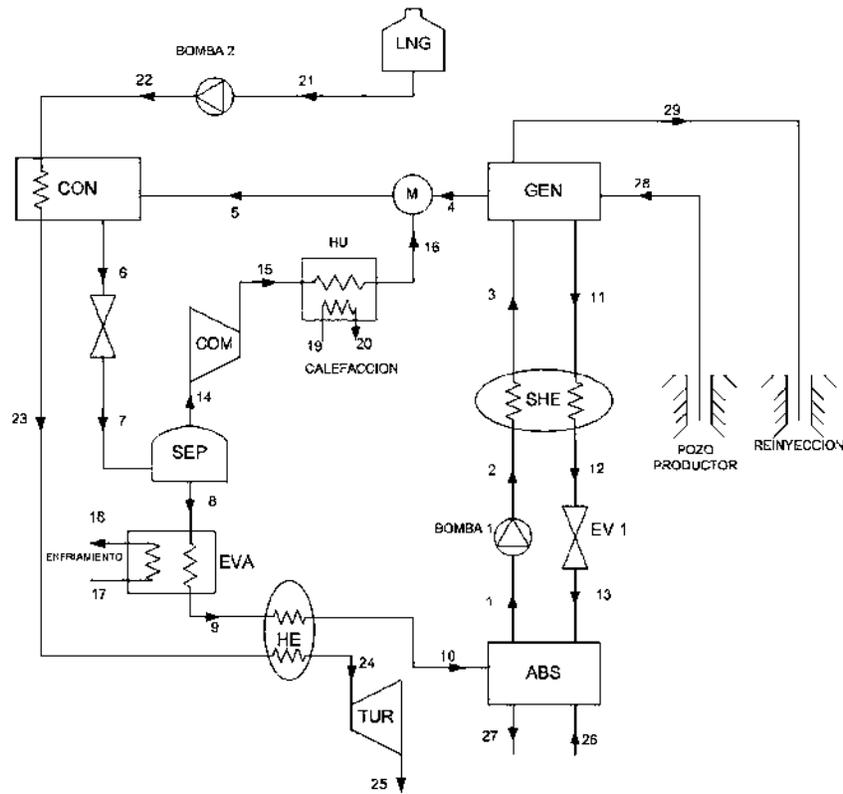


Figura 2.47: Sistema de poligeneración impulsado por una fuente geotérmica y gas natural.

exergoeconomía para determinar las prestaciones termodinámicas y económicas del sistema. El diagrama esquemático del sistema de propuesto que utiliza energía geotérmica se muestra en la Figura 2.47. El sistema consta de dos subsistemas principales. Los componentes principales del sistema integrado propuesto son: un generador, un separador, una turbina, un compresor, dos bombas, dos válvulas de expansión, un condensador, un evaporador, un intercambiador de calor, un intercambiador de calor de solución, un mezclador, una unidad de calentamiento, un absorbedor y un tanque de almacenamiento de gas.

Ghaebi et al. [76]. Realizaron un análisis de energía, exergía y exergoeconomía de un sistema de poligeneración que produce potencia e hidrógeno. En su investigación, se utiliza un ORC modificado. Para fines de producción de hidrógeno, se utiliza un electrolizador de membrana de intercambio de protones, que toma el calor y la energía necesaria del ORC. Se realiza un modelo termodinámico el cual es simulado mediante el software EES. Los resultados de la simulación indican que la eficiencia energética y exergética alcanzan un valor de 3.51 % y 67.58 %, respectivamente. Además, se obtuvo una estimación de los costos exergéticos de la potencia y producción de hidrógeno. El costo exergético de la potencia asciende a 11.54

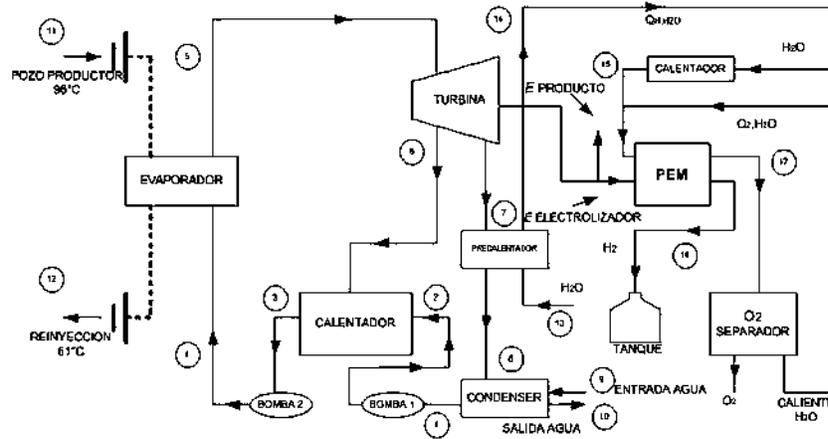


Figura 2.48: Sistema de poligeneración de potencia e hidrógeno.

\$/GJ, mientras que para la producción de hidrógeno alcanza un valor de 4.921 \$/GJ. La Figura 2.48, representa un diagrama termodinámico del sistema combinado propuesto que se beneficia de la energía geotérmica como fuente de calor.

Mahmoudi Y Kordlar [77]. Proponen un sistema flexible de producción de potencia y refrigeración a partir de energía geotérmica. El sistema es analizado y optimizado desde un punto de vista termoeconómico. Se propone un nuevo sistema de refrigeración y energía. El sistema se analiza y optimiza desde el punto de vista de la termoeconomía. Los resultados muestran que bajo las condiciones estudiadas, la mayor eficiencia de exergía y el costo unitario total más bajo del producto para el sistema se obtienen en el orden de 34.8 % y \$24.5/GJ, respectivamente.

Parikhani et al. [78]. Realizaron un análisis de energía, exergía y exergoeconomía de un novedoso ciclo con capacidad de producir enfriamiento y electricidad. El concepto se basa en el ciclo de refrigeración por absorción con ciertas modificaciones activado de una manera en forma de cascada mediante energía geotérmica de baja temperatura. Mediante el análisis, se encuentra que el sistema propuesto puede producir una capacidad de enfriamiento y una potencia de salida neta de 221.4 kW y 161.2 kW, respectivamente, al suministrar calor de 2333 kW desde la fuente geotérmica. En este caso, la eficiencia térmica general, la eficiencia de exergética y la suma del costo unitario del producto se calculan en 16.4 %, 28.95 % y 93.87 \$/GJ, respectivamente. La Figura 2.49, muestra la representación termodinámica del ciclo.

Seyfouri et al. [79]. Analizan de manera exergoeconómica un sistema combinado de enfriamiento y energía alimentado por energía geotérmica. El sistema consiste en un ORC y un ciclo híbrido GAX, y utiliza una fuente de 100 kg de agua geotérmica de baja temperatura a

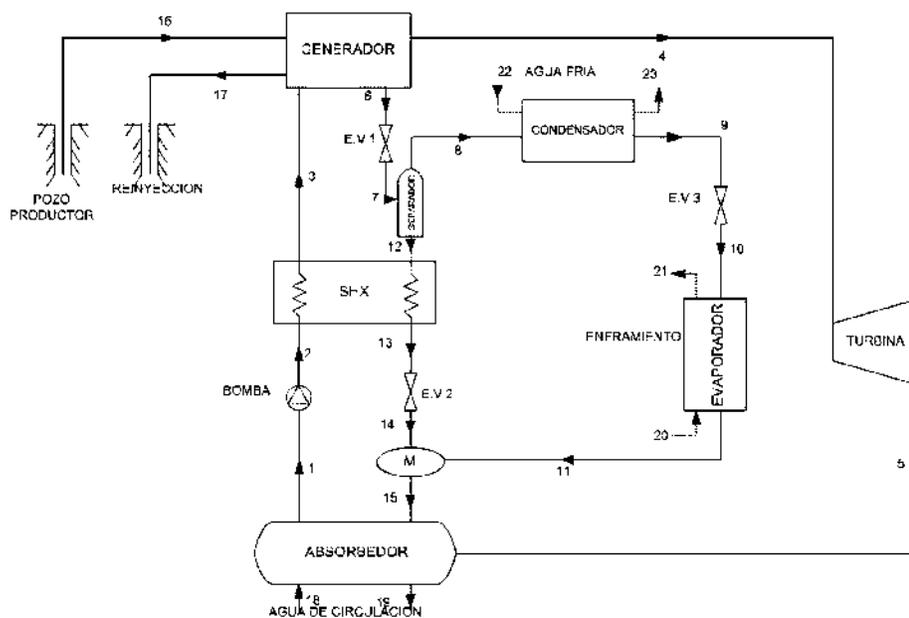


Figura 2.49: Ciclo con capacidad de producir enfriamiento y electricidad.

133.3 °C para producir energía y enfriamiento a -50 °C. Los resultados indican que la configuración "Serie Paralela" produce una potencia de 1897 kW con una eficiencia de 42.8 % y un costo total del producto de 4.192 \$ / GJ. La Figura 2.50, muestra el diagrama termodinámico del sistema de producción de potencia y enfriamiento mediante energía geotérmica en una configuración en cascada.

Arslan y Kose [80]. En Turquía ha realizado una investigación sobre el uso integrado de recursos geotérmicos considerando las condiciones de la región geotérmica de Kutahya, Simav. Esta región cuenta con diez pozos geotérmicos con profundidades entre 169 y 765 metros y con temperaturas desde 84 °C hasta 162 °C, temperaturas aptas para la generación de electricidad, la calefacción y el termalismo. En este sentido, se ha propuesto un complejo de usos múltiples con el fin de utilizar la energía geotérmica de manera más eficiente. Para la generación de electricidad se ha investigado la viabilidad de integrar un ciclo binario, utilizando el fluido geotérmico posteriormente para proveer energía en forma de calor para residencias e invernaderos y un Spa. La Figura 2.51, muestra el diagrama esquemático del sistema. Para llevar a cabo la investigación se ha utilizado el análisis exergético y el costo de ciclo de vida. Los resultados obtenidos muestran que el uso múltiple de la energía geotérmica es una opción económicamente rentable para las condiciones de la región geotérmica de Simav.

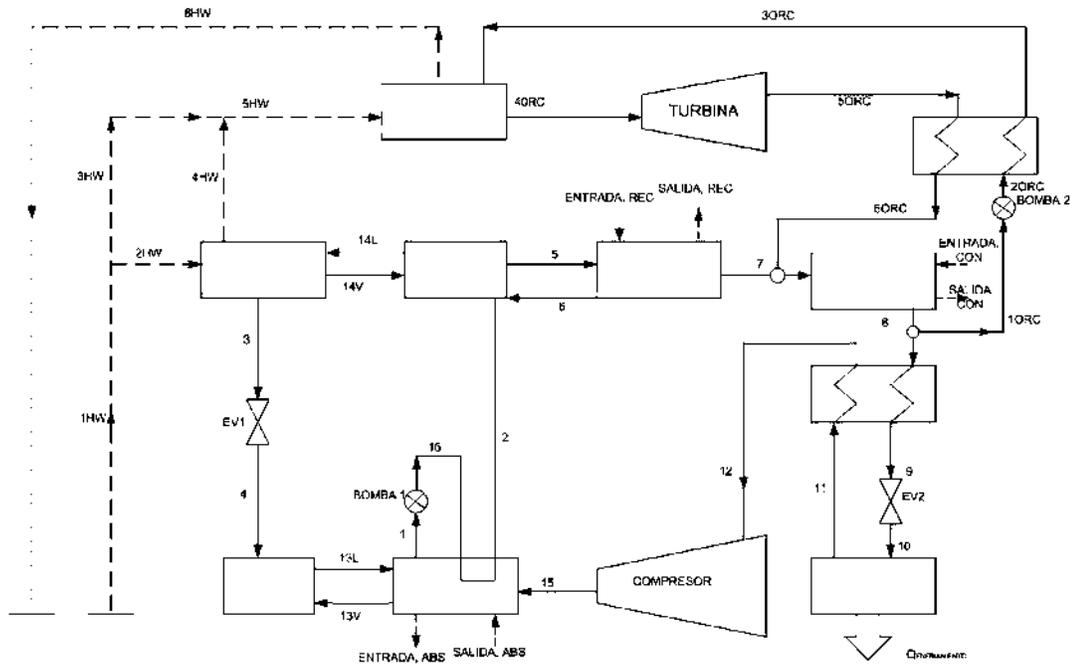


Figura 2.50: Sistema combinado de enfriamiento y energía.

2.3. Usos en cascada de la energía geotérmica alrededor del mundo en plantas de poligeneración

En esta subsección se muestra la revisión de las plantas de poligeneración en cascada localizadas en el mundo agrupadas por continentes, países y tipos de análisis implementados, ver tablas 2.1 a 2.7. En particular, la Tabla 2.1, muestra los sistemas en cascada que se han implementado prácticamente y conceptualmente. En resumen las tabla 2.1 y 2.2, incluye las instalaciones y propuestas de utilización en cascada de la energía geotérmica ordenadas cronológicamente. Incluye el país y la región, la referencia de la que se obtuvo la información, el autor principal y los productos del sistema. Para el año, se ha considerado el indicado en los datos relacionados con la instalación o la publicación.

La Tabla 2.3, agrupa los trabajos encontrados en la literatura abierta de sistemas de poligeneración en cascada en donde se aplicó el análisis de energía para determinar la viabilidad técnica y energética. En esta clasificación destacan los trabajos realizados en países como Irán y Rumania. Cabe resaltar que la utilización de la energía geotérmica en algún nivel de la cascada de la planta de poligeneración para usos de calefacción predomina como uso directo en ambos países.

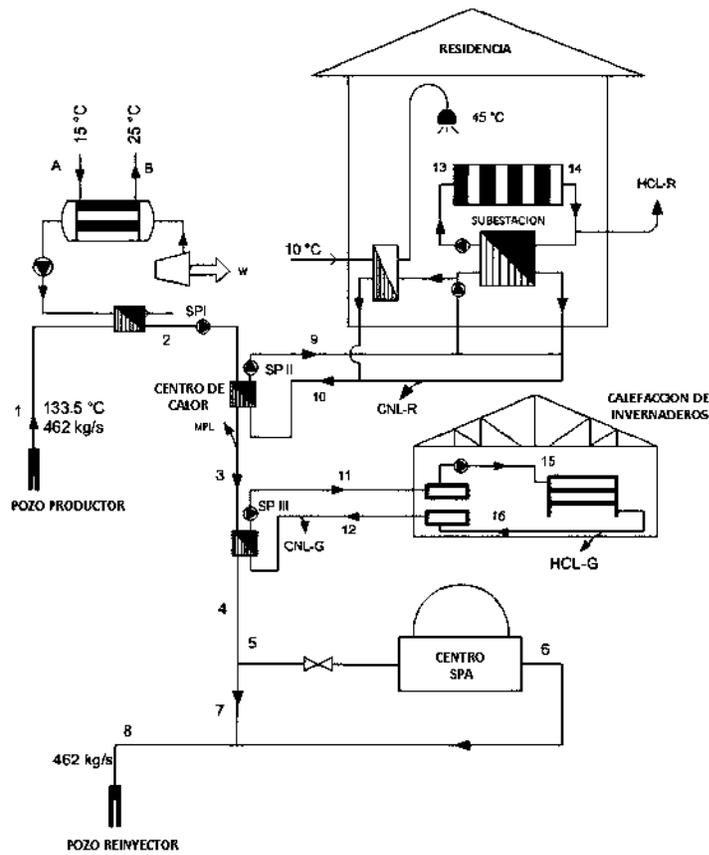


Figura 2.51: Sistema integrado mediante recurso geotérmico.

Tabla 2.1: Clasificación conceptual y práctica de plantas de poligeneración en cascada.

Continente	País	1er Autor & año	Productos del sistema en cascada
Africa	Kenia	Mburu, 2010	Calefacción de invernaderos, secado de productos, sauna vapor, incubación de aves, piscicultura, agua fresca.
		Varet, 2014	Electricidad, secado de alimentos, aplicaciones sanitarias, ecoturismo, bombeo para alimentación de ganado, riego de cultivos, producción de hortalizas.
America	Estados Unidos	Lund, 1994	Calefacción de invernaderos, piscicultura, riego.
		Kustcher, 2001	Electricidad, piscicultura.
		Gordon, 2004	Electricidad, secado de productos agrícolas.
		Holdmann, 2005	Enfriamiento, balneología, calefacción de invernaderos.
		Culver, 2005	Electricidad, piscicultura.
	Merrick, 2012	Acuicultura, calefacción de distrito, electricidad, calefacción de invernaderos.	
	Mexico	Arrubarrena, 2012	Acuicultura, balneología, secado de chile, calefacción de invernaderos.
Asia	Tailandia	Lund, 2007	Electricidad, almacenamiento de frío, secado de productos, riego de agricultura, spa.

Tabla 2.2: Clasificación conceptual y práctica de plantas de poligeneración en cascada.

Continente	País	1er Autor & año	Productos del sistema en cascada
Europa	Alemania	Lund, 2005	Electricidad, calefacción de distrito.
	Austria	Pernecker, 1989	Balneología, calefacción de distrito, electricidad.
		Goldbrunner, 1999	Balneología, calefacción de distrito, calefacción de invernaderos, spa.
	Eslovenia	Rajver, 2015	Acuicultura, enfriamiento, calefacción de distrito, electricidad, calefacción de invernaderos, spa.
	Grecia	Cordis, 2002	Enfriamiento, almacenamiento de frío, calefacción de invernaderos, planta de pasteurización.
		Medrinos, 2002	Calefacción de distrito, Calefacción de invernaderos, Spa.
	Hungría	Geocom, 2012	Calefacción de distrito en cascada
	Islandia	Ballzus, 2000	Electricidad, calefacción de distrito.
		Hjartason, 2005	Balneología, Calefacción de distrito, electricidad, calefacción de invernaderos, piscicultura, aplicaciones industriales, derretimiento de nieve.
		Thorolfsson, 2005	Balneología, Calefacción de distrito, electricidad.
	Italia	Lund, 1987	Electricidad, calefacción de distrito, calefacción de invernaderos.
	Macedonia	Vasilevska, 2005	Usos industriales en cascada.
	Polonia	Bujakowski, 2000	Calefacción de distrito, piscicultura, crecimiento de vegetales.
		Novak, 2009	Calefacción de distrito, electricidad, piscicultura.
	Oceania	Nueva Zelanda	Embracechange, 1993

Tabla 2.3: Clasificación por la aplicación de análisis de energía de plantas de poligeneración en cascada.

Continente	País	1er Autor & año	Productos del sistema en cascada
Asia	Iran	Jalilinasrabad, 2010	Electricidad, calefacción de distrito, balneología.
Europa	Rumania	Rosca, 1995	Balneología, calefacción de distrito, electricidad, calefacción de invernaderos, agua caliente.
		Gavrilescu, 2010	Calefacción de distrito, agua caliente, derretimiento de nieve.
		Durgau, 2011	Pasteurización de leche, calefacción de invernaderos, balneología.

La Tabla 2.4, muestra la agrupación de los sistemas de poligeneración donde se aplicaron análisis energéticos y económicos de manera en conjunta. En esta clasificación, se encuentran países como China, Albania e Italia. En los sistemas detectados en estos países se destaca el uso de la energía geotérmica para la producción de electricidad en el primer nivel térmico de la cascada de la planta. Es importante resaltar que la aplicación de este tipo de análisis en conjunto permite identificar la viabilidad técnica y económica en plantas de poligeneración desde el punto de vista energético solamente.

La Tabla 2.5, muestra la clasificación de las plantas de poligeneración encontradas en el mundo en donde se aplicaron análisis de exergía para su evaluación. En esta clasificación se pueden distinguir países como; China, Irán, Canadá e Italia. En los sistemas encontrados en esta clasificación predominan productos como lo son electricidad y enfriamiento.

La Tabla 2.6, muestra la clasificación de los sistemas de poligeneración en cascada en donde se aplicaron análisis exergéticos y económicos para su evaluación. En esta clasificación se distinguen tres sistemas detectados en China. Estos tres sistemas incluyen en al menos uno de sus niveles térmicos de cascada la producción de electricidad. La aplicación de este tipo de análisis permite detectar las prestaciones máximas teóricas del sistema, así como algunos indicadores económicos, como lo es; el periodo de la recuperación de la inversión.

La Tabla 2.7, muestra los sistemas de poligeneración en cascada en donde se aplicaron análisis exergoeconómicos. En esta clasificación se distinguen países como; China, Irán, Italia y Turquía. Los productos predominantes en estos sistemas son la electricidad y el enfriamiento. Cabe resaltar que los estudios presentados en esta Tabla 2.7, son realmente recientes, por lo que se puede decir, que la tendencia e innovación en sistemas de poligeneración en cascada

Tabla 2.4: Clasificación por la aplicación en conjunto de análisis energético y económico en plantas de poligeneración.

Continente	País	1er Autor & año	Productos del sistema en cascada
Asia	China	Fu, 2013	Electricidad, productos derivados de petróleo
Europa	Albania	Nevton, 2012	Acuicultura, balneología, calefacción de distrito, electricidad, calefacción de invernaderos, agua caliente, piscicultura, spa.
	Italia	Calise, 2014	Electricidad, energía térmica, enfriamiento, agua fresca.
		Buonomano, 2015	Electricidad, enfriamiento.
		Calise, 2016	Electricidad, agua desalinizada, calefacción, enfriamiento.

Tabla 2.5: Clasificación por la aplicación de análisis exergético en plantas de poligeneración.

Continente	País	1er Autor & año	Productos del sistema en cascada
Asia	China	Jiang, 2014	Electricidad, enfriamiento.
	Iran	Zare, 2016	Electricidad, enfriamiento, agua caliente.
		Akrami, 2017	Electricidad, calefacción, hidrogeno.
America	Canada	Ratlamwala, 2012	Electricidad, calefacción, enfriamiento, agua caliente.
		Al-Ali, 2014	Electricidad, enfriamiento, calefacción, agua caliente, calor para uso industrial.
Europa	Italia	Leveni, 2019	Electricidad, enfriamiento.

Tabla 2.6: Clasificación por la aplicación de análisis exergético y económico (no exergoeconómico) en plantas de poligeneración.

Continente	País	1er Autor & año	Productos del sistema en cascada
Asia	China	Li, 2012	Electricidad, productos derivados de petróleo.
		Fu, 2013	Electricidad, productos derivados de petróleo.
		Luo, 2016	Electricidad, enfriamiento, secado de productos, agua caliente sanitaria.

se enfoca en análisis exergoeconómicos convencionales.

De manera general, como se muestra en las tablas, en la mayoría de estos países se ha utilizado la energía geotérmica para la calefacción urbana, enfriamiento y el suministro de calor en invernaderos. En algunos casos, se ha incorporado el uso de calor geotérmico para procesos de secado, acuicultura, piscicultura y balneología. Para Alaska (EE. UU.), Las máquinas de absorción activadas por calor geotérmico se han utilizado para producir enfriamiento, por citar un ejemplo. En Koutso (Grecia), tanto las máquinas de absorción como las bombas de calor se han utilizado para la refrigeración urbana.

Con respecto a los sistemas que proporcionan electricidad y calor para diferentes aplicaciones, se han destacado los correspondientes a Islandia (Husavik), Oradea en Rumania y Kawerau en Nueva Zelanda. Este último genera electricidad y utiliza calor, pero no es una implementación formal en cascada de energía geotérmica, sino lo que se puede considerar como un uso múltiple de energía. En China también se destaca la compatibilidad del uso de recursos geotérmicos para la generación de electricidad a través del ciclo ORC o KAC integrado en los procesos petroleros para la producción de petróleo crudo.

Hay otros proyectos recientes que incluyen la utilización en cascada de la energía geotérmica, como en el caso del proyecto en Canby, California. Este proyecto involucra la producción de electricidad y la utilización directa de calor geotérmico para calefacción de invernaderos, y acuicultura. En este sentido, el proyecto del multicentro del Kozani, en Albania, es otra utilización de cascada muy interesante y cubre aplicaciones eléctricas, la utilización directa de energía geotérmica e incluso la incorporación de colectores solares creando así sistemas híbridos en cascada.

Tabla 2.7: Clasificación por la aplicación de análisis exergoeconómico en plantas de poligeneración en cascada.

Continente	País	1er Autor & año	Productos del sistema en cascada
Asia	China	Cao, 2018	Electricidad, enfriamiento
	Iran	Kordlar, 2017	Electricidad, enfriamiento.
		Behnam, 2018	Electricidad, agua caliente, agua dulce.
		Behzadi, 2018	Electricidad, enfriamiento.
		Ghaebi, 2018	Electricidad, enfriamiento, calefacción.
		Ghaebi, 2018	Electricidad, hidrogeno.
		Mahmoudi, 2018	Electricidad, enfriamiento.
		Parikhani, 2018	Electricidad, enfriamiento.
		Seyfour, 2018	Electricidad, enfriamiento.
Ebadollahi, 2019	Electricidad, calefacción.		
Europa	Italia	Calise, 2016	Electricidad, energía térmica, enfriamiento, agua fresca.
	Turquia	Arslan, 2010	Electricidad, calefacción, calefacción de invernaderos, spa.

2.4. Beneficios y ventajas de la utilización en cascada

En esta Sección 2.4, se presentan cuantitativamente algunas de las características principales de la energía geotérmica en cascada. Los puntos de convergencia encontrados en los casos reportados en la literatura, fueron los beneficios potenciales que se pueden lograr mediante el uso en cascada de calor geotérmico. Estos beneficios pueden resaltarse o distinguirse por diversos aspectos relevantes, tales como: mayor rentabilidad económica, mayor uso de recursos geotérmicos de media y baja entalpia, desarrollo local de comunidades y ciudades, así como beneficios sociales y ambientales. Además, también es posible utilizar diversas tecnologías activadas térmicamente e integrar el uso directo del calor geotérmico. Esto permite que el sistema se diseñe e integre de manera flexible para cubrir las necesidades de cada caso en particular. Aunque los beneficios potenciales son bien reconocidos para el uso en cascada de la energía geotérmica en plantas de poligeneración, estos se presentan simplemente desde un punto de vista cualitativo. Por lo tanto, es necesario investigar desde el punto de vista cuantitativo, los beneficios y ventajas de los sistemas de poligeneración basados en el uso en cascada de la energía geotérmica en plantas de poligeneración.

Con la finalidad de tener una mejor noción de los beneficios y ventajas de la utilización en

forma de cascada mediante la energía geotermia en sistemas de poligeneración, se expone lo siguiente; se desarrollaron modelos simples aplicando balances de masa y energía utilizando parámetros de rendimiento de diferentes tecnologías. También se desarrolla un modelo económico simple que incluye parámetros económicos como el costo de inversión (I), el periodo de recuperación de la inversión (SRP) y el valor actual neto (VPN). En primer término, se presenta la influencia del nivel térmico y el número de productos. En segundo lugar, se describe la coincidencia de componentes con el nivel térmico y las disposiciones. El sistema utilizado para la ejemplificación está compuesto por un ORC de 100 kWe en el primer nivel térmico, una máquina de absorción de simple efecto (COP=0.6) de 50 RT en el segundo nivel térmico y un deshidratador para procesar 300 kg de chile verde en el tercer nivel térmico. El sistema está formado por tres niveles y se pueden obtener tres productos, electricidad, hielo y chile deshidratado, en la configuración en cascada en serie. Los recursos geotérmicos se consideran con una temperatura de 125 ° C (ver Tabla 2.8). Un enfoque similar y más detalles de esta sección se pueden encontrar en las referencias [81].

2.4.1. Influencia de los niveles térmicos y productos

Obviamente, a medida que aumentan los niveles térmicos, también aumentan los productos del sistema. Para observar el efecto del número de niveles térmicos, cada nivel está diseñado con un código. Por ejemplo, el código 3LECD: 3L representa tres niveles y ECD significa electricidad (E), enfriamiento (C) y deshidratación (D), respectivamente. De esta forma, la Tabla 1 muestra el comportamiento del número de niveles térmicos y productos para un nivel térmico (1LE), dos niveles térmicos (2LEC, 2LED y 2LCD) y tres niveles térmicos (3LECD). Los principales indicadores presentados son: rendimiento energético general, costo de inversión, VPN, SRP y emisiones de GEI evitadas. En la Tabla 2.8, se puede ver para el 1LE, que la generación eléctrica a pequeña escala utilizando recursos geotérmicos de media y baja entalpia no es factible desde el punto de vista económico y la eficiencia energética es la correspondiente al ORC con un valor de 8.8 %. Los indicadores de rendimiento económico y energético mejoran agregando un nivel térmico. Sin embargo, esa mejora está fuertemente relacionada con el segundo uso de la energía geotérmica. Desde el punto de vista energético, la disposición 2LCD tiene un 60.9 %, la 2 LEC y la 2LED alcanzan un 19.39 % y 9.39 %, respectivamente. Desde el punto de vista económico y desde el punto de vista ambiental (reducción de GEI), los arreglos en cascada 2LED y 3LECD son los más viables. La mayor cantidad de reducción de GEI pertenece a 3LECD con 534 toneladas por año. Más detalles de la metodología aplicada se pueden encontrar en la referencia [81].

Tabla 2.8: Evaluación de beneficios del sistema con diferentes niveles y productos.

Sistema	Parámetro	Unidad	1LE	2LEC	2LED	2LCD	3LECD
125 °C ,100 kWe, 50 RT, 300 kg	GEO	%	8.80	19.3	9.39	60.9	19.7
	ITOT	MUSD	0.51	0.61	0.63	0.43	0.76
	NPV	MUSD	-0.56	2.36	11.67	0.33	3.24
	SRP	Año	-80.5	1.74	0.45	0.97	1.62
	ΔGEI	Ton/Año	328	521	341	247	534

2.4.2. Tecnologías y arreglos

Los beneficios del sistema pueden variar según los arreglos y las tecnologías implementadas. Para los niveles térmicos y productos previamente definidos, existen al menos tres alternativas de integración, tomando como referencia en este caso la Figura 2.52. Por ejemplo, la alternativa A1 puede ser activada utilizando recursos geotérmicos a 125 °C y, dicha alternativa puede estar compuesta por una tecnología ORC, una tecnología activada térmicamente a alta temperatura (TAR - enfriador de absorción de efecto simple o doble), combinado con un sistema de deshidratación. La alternativa A1 puede verse como el sistema que opera con tres niveles térmicos (3LECD). En segundo lugar, la alternativa A2 puede ser activada por un recurso geotérmico de 92 °C y que incluye un ORC activado por baja temperatura, una tecnología TAR (una máquina de absorción de medio efecto) en el segundo nivel térmico y un sistema de deshidratación en el tercer nivel. Otro ejemplo puede ser, la alternativa A3 que integra solo dos tecnologías. La primera tecnología es un TAR de baja temperatura y la segunda tecnología es un deshidratador para procesar hasta 300 kg de chile verde. Tomando como ejemplo estas tres configuraciones se puede tener noción de los arreglos y configuraciones existentes en sistemas de poligeneración en cascada. Pastor-Martínez et al. [5], presentan una comparación para diferentes arreglos de tecnologías bajo el concepto de utilización en cascada de la energía geotérmica.

Utilizando el ejemplo de las alternativas A1, A2 y A3, si se modelan usando el mismo enfoque descrito en la subsección anterior. Los valores obtenidos permiten establecer que, en términos de eficiencia energética general y recuperación de la inversión, el A3 es la mejor alternativa con 30.9 % y 1.29 años. La segunda alternativa factible es la alternativa A1, con 19.72 % y 1.63 años, para la eficiencia energética general y el período de recuperación de la energía, respectivamente. Sin embargo, de acuerdo con el VPN y la cantidad de productos obtenidos del sistema de poligeneración en cascada, el A1 representa la mejor alternativa (ver Tabla 2.9). Sin embargo, para obtener el mejor equilibrio entre las alternativas, un modelo de objetivos múltiples podría proporcionar más información.

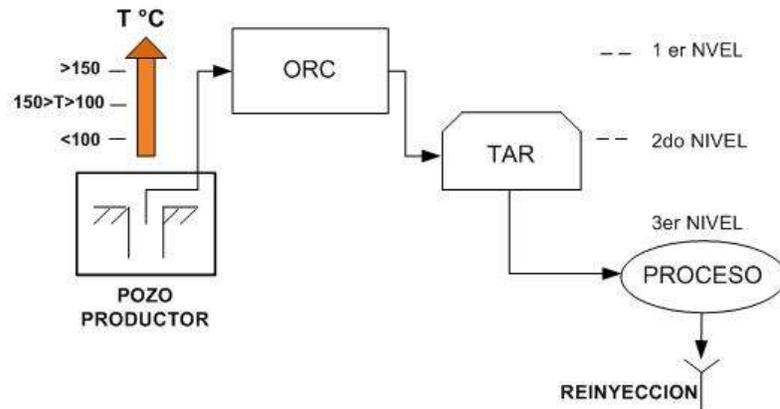


Figura 2.52: Ejemplo de diferentes tecnologías y disposiciones de un sistema cascada.

Tabla 2.9: Evaluación de beneficios para diferentes tecnologías y arreglos.

ALT.	T	We	QFRIO	M	GEO	ITOT	NPV	SRP
	[°C]	[kWe]	[RT]	[kg]	[%]	[MUSD]	[MUSD]	[yr]
A1	125	100	50	300	19.72	0.76	3.22	1.63
A2	92	100	50	300	16.39	0.88	2.95	1.96
A3	80	-	50	300	30.9	0.56	3.13	1.29

2.5. Discusiones y comentarios finales

A partir de la revisión realizada, ha sido posible demostrar que el concepto de utilización en cascada es una forma efectiva de explotar de manera sostenible el alto potencial de los recursos geotérmicos clasificados como media y baja entalpía. Gradualmente, las barreras que limitan la utilización de estos recursos geotérmicos se han reducido debido al reciente desarrollo tecnológico de los ciclos de energía de baja temperatura, como los ciclos binarios, los ciclos ORC y KAC. Estas tecnologías están actualmente disponibles en el mercado para funcionar correctamente con temperaturas típicamente en el rango de 80 - 120 °C que coinciden perfectamente con el rango de temperatura de los recursos de baja y media entalpía para formar el primer nivel de un sistema en cascada. Del mismo modo, las tecnologías activadas térmicamente como las máquinas de absorción y adsorción y las bombas de calor juegan un papel importante para mejorar los beneficios de los sistemas en cascada. Estas tecnologías generalmente requieren temperaturas en el rango de 50-90 °C, lo que los convierte en buenos candidatos para formar el segundo nivel de un sistema en cascada. Por otro lado, existe una amplia gama de procesos industriales, semi-industriales, agrícolas y de secado en el rango de 30-70 °C que se pueden acoplar secuencialmente o en paralelo para formar otros niveles de

la cascada, brindando más beneficios tanto económicos como ambientales. Por otro lado, es cierto que para este tipo de sistemas se requieren grandes inversiones, pero eso se compensa con los diversos productos obtenidos de una sola fuente renovable o la combinación con otros sistemas de energía convencionales y otros recursos renovables.

La información presentada en este trabajo proporciona los suficientes elementos teóricos y técnicos para comprender los sistemas actuales de cascada e implementar nuevos sistemas en otras regiones donde los recursos geotérmicos de baja y media entalpía están disponibles. Las observaciones finales y los comentarios de los sistemas en cascada se presentan a continuación.

2.5.1. Sobre la definición del concepto en cascada y beneficios

La definición de la utilización en cascada de la energía geotérmica corresponde a una disposición secuencial razonable para usar energía a diferentes niveles térmicos y obtener varios productos. La implementación de las plantas de poligeneración en cascada es una propuesta clave sobre cómo optimizar el uso racional de la energía, maximizar la utilización de los recursos geotérmicos de media y baja entalpía, reducir el consumo de energía primaria obtenida de los combustibles fósiles y reducir los costos y las emisiones de gases nocivos a la atmósfera. La utilización en cascada de los recursos geotérmicos permite obtener múltiples productos de un solo recurso o acoplarlos a otras fuentes renovables, lo que permite una mejor utilización y ahorro de energía, y evita un consumo excesivo de recursos no renovables. La utilización en cascada corresponde a un caso particular de sistemas de poligeneración, que se centran en el principio de usar uno o más recursos de energía para proporcionar varios productos de manera más eficiente que los sistemas convencionales.

Por otra parte, los beneficios de las plantas de poligeneración en cascada se ven incrementados al incrementar el número de procesos o niveles que intervienen en la cascada geotérmica, es decir, al incrementar los procesos, se incrementan los productos del sistema lo cual se observa reflejado directamente en los beneficios económicos y energéticos. También como se ha apreciado a lo largo de esta revisión, la generación eléctrica mediante tecnologías de bajo grado de temperatura resulta demasiado costosa, esto debido por una parte a las bajas eficiencias de conversión de energía térmica a eléctrica, y por otra parte a los pocos kilowatts generados generalmente por este tipo de plantas. Esto hace que los sistemas en cascada sean menos rentables si incluyen en algún nivel térmico una tecnología de este tipo. Sin embargo, aunque incluya una tecnología como la mencionada siguen siendo rentables y se ha demostrado en sistemas en los que es necesario incluir la generación eléctrica en algunos de sus niveles. Cabe resaltar que los sistemas de poligeneración en cascada en los que se implementan solamente

los usos directos son más altamente rentables. De hecho, los sistemas que implementen usos directos con tecnologías de bajo costo son los más rentables económicamente.

2.5.2. Características de las plantas de poligeneración en cascada

Existen varias posibilidades para utilizar la energía geotérmica en forma de cascada, pero en general, es posible identificar dos grupos principales: sistemas en cascada con producción de electricidad y usos térmicos, y sistemas en cascada que comprenden solo usos térmicos. Los sistemas en cascada con producción de electricidad son adecuados cuando el recurso geotérmico tiene temperaturas superiores a 90 °C, con más oportunidades de integrar varios niveles térmicos a medida que aumenta la temperatura. Los sistemas en cascada con solo usos térmicos son apropiados para los recursos geotérmicos con temperaturas inferiores a 90 °C. Sin embargo, esto no es una limitación porque es posible hibridar el sistema con otras fuentes renovables, como la energía solar, para aumentar el calor geotérmico hasta alcanzar el requerido para producir electricidad. Todos los casos descritos en esta revisión hacen uso de recursos geotérmicos con temperaturas que van desde 65.5 °C a 162 °C, con excepción de Islandia y Nueva Zelanda que informaron temperaturas de 240-380 °C típicas de los recursos de alta entalpía. Este hecho confirma que la utilización de la cascada es más apropiada para promover el uso sostenible de los recursos geotérmicos de media y baja entalpía.

2.5.3. Utilización integral y plantas de poligeneración híbridas

La utilización en cascada ha llevado a proponer nuevos conceptos para el uso integral de los recursos geotérmicos, como en el caso de lo que se ha llamado Geothermal Village, cuyo objetivo es desarrollar asentamientos humanos lo más cerca posible de donde se encuentran los recursos geotérmicos. La Aldea Geotérmica se presenta como autosostenible desde el punto de vista energético y económico, promoviendo el desarrollo económico y social de las comunidades. Otro concepto relacionado es la creación de multicéntricos que incluyen gimnasio, piscinas y spas, incluidos invernaderos y actividades acuícolas. En estos multicéntricos, es posible incorporar el uso de otras fuentes renovables, como la energía solar tanto térmica como fotovoltaica. Otra novedoso uso de las plantas híbridas geotérmicas-solares, es el sistema de poligeneración para una pequeña isla volcánica mediterránea para la producción combinada de energía y agua. Este concepto de utilización en cascada es muy útil en zonas alejadas aisladas de la red eléctrica y con necesidades de agua. En el mismo sentido, este tipo de plantas son muy útiles en regiones donde el recurso primario es insuficiente para la activación del

sistema en cascada. Otro ejemplo, de la aplicación de los sistemas híbridos de poligeneración es el abastecimiento de una pequeña comunidad Italiana con electricidad, agua desalinizada, calefacción y refrigeración a través de una red de distrito.

Por otra parte, el uso de los sistemas híbridos se ha analizado para ser aplicado en plantas de poligeneración para satisfacer tanto necesidades, domésticas, comerciales y hasta industriales, como es el caso del sistema propuesto en la Ref. [61], con capacidad de producir energía eléctrica, refrigeración, calefacción de espacios, agua caliente y calor para uso industrial. Finalmente, cabe resaltar que la mayoría de los sistemas híbridos de plantas de poligeneración como se ha apreciado en esta revisión se basan en la utilización de la energía geotérmica y la energía solar.

2.5.4. Otros beneficios y desventajas

En general, se puede afirmar que los casos presentados tienen un punto de convergencia de los beneficios obtenidos de esta forma de utilización de los recursos geotérmicos. Los principales beneficios que se pueden destacar son: una mayor capacidad de ganancias de la instalación, el uso maximizado de recursos geotérmicos de media y baja entalpía, el desarrollo local de comunidades y ciudades, así como beneficios sociales y ambientales. Además, también es posible utilizar diversas tecnologías y procesos activados térmicamente, que se pueden adaptar a las necesidades de cada caso particular. Es importante mencionar que en algunos casos el potencial de baja y media entalpía no se ha utilizado para la generación de energía debido al alto costo inicial y la disponibilidad limitada de tecnología, utilizando solo la energía geotérmica para aplicaciones de uso directo. Por otro lado, las condiciones climáticas influyen fuertemente en algunos usos geotérmicos, como la calefacción de espacios o la calefacción urbana. El nivel de vida también es un factor importante porque los usos recreativos son más apropiados para los países desarrollados.

2.6. Áreas de oportunidad

Los sistemas de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica de media y baja entalpía tienen múltiples oportunidades para su aplicación en los sectores domésticos, comerciales e industriales. Las áreas de oportunidad se pueden distinguir y describir básicamente en relación a las ventajas de este tipo de sistemas. Por lo que las ventajas están relacionadas directamente, con la rentabilidad económica, energética y ambiental.

En cuanto a la viabilidad ambiental, la primera área de oportunidad está relacionada con

el desarrollo sostenible y el consumo de energía limpia. Los sistemas de poligeneración en cascada tienen una gran oportunidad de ser aplicados en este sentido ya que prácticamente no contaminan, son procesos eficientes y producen múltiples productos a partir de un recurso renovable y abundante.

Otra área de oportunidad relacionada con la viabilidad energética, económica y ambiental, sería la aplicación en procesos industriales, comerciales o domésticos donde se requieran múltiples productos de este tipo de sistemas. Se debe recordar que los sistemas en cascada térmica pueden ser activados mediante energía térmica de origen renovable, calor residual o de hasta origen fósil. Por lo que en industrias, comercios o viviendas son un área bastante grande de ser utilizados. Al utilizar los sistemas de poligeneración en cascada se tendrían múltiples beneficios tanto ambientales, como económicos y energéticos.

Otra área de oportunidad observada desde el punto de vista económico principalmente, es debida al alto costo de perforación de los pozos geotérmicos, es la implementación de las plantas de poligeneración en cascada mediante la rehabilitación de pozos geotérmicos de baja o media entalpia abandonados. Mediante este esquema se evita hasta un 75 % de la inversión inicial debida a los costos de perforación del pozo geotérmico y se pueden obtener un sistema altamente rentable por la producción de múltiples productos que poder ser aprovechados en diferentes sectores como lo son el sector de doméstico, comercial e industrial. Cabe destacar, que este esquema es una gran área de oportunidad, sin embargo, si es necesaria la perforación del pozo geotérmico el sistema de poligeneración en cascada puede ser también rentable si se selecciona de manera adecuada los niveles térmicos de la cascada, los productos y las capacidades nominales de los productos.

Otro esquema de financiamiento es mediante la participación en fondos gubernamentales, en donde se puede absorber un gran porcentaje de la inversión inicial que es la parte medular de los sistemas de poligeneración. Mediante este esquema se pueden obtener múltiples áreas de aplicación para los sistemas de poligeneración encascada.

Finalmente, un área de oportunidad relacionada con la eficiencia energética y económica principalmente, es la activación de este tipo de sistemas mediante el calor residual de plantas térmicas, en este caso las que parecen ser las ideales son las plantas flash. Mediante este esquema, se incrementa la eficiencia de utilización de la energía, se mejora la rentabilidad económica y también se evitan emisiones de bióxido de carbono a la atmosfera.

Como se puede apreciar las áreas de oportunidad de la aplicación de los sistemas de poligeneración en cascada son múltiples y siempre van de la mano una con otra. En este trabajo solamente se han indagado las áreas de oportunidad relacionadas con la aplicación, debido a que las áreas de oportunidad también pueden ser múltiples si se observan desde el

punto de vista científico y tecnológico. Mediante la revisión se ha podido detectar el tipo de aplicación de este tipo de sistemas de acuerdo con diferentes necesidades en otras regiones del mundo, así como los tipos de estudios y análisis realizados para ser evaluados.

2.7. Referencias

1. J. Lund, D. Freestone, y T. Boyd, Direct utilisation of geothermal energy 2010 world-wide review, *Geothermics*, vol. 40, no. 3, pp. 159–180, 2011.
2. B. Zheng, J. Xu, T. Ni, y M. Li, Geothermal energy utilization trends from a technological paradigm perspective, *Renew. Energy*, vol. 77, pp. 430–441, 2015.
3. H. Jin, L. Gao, W. Han, B. Li, y Z. Feng, Integrated energy systems based on cascade utilization of energy, *Front. Energy Power Eng. China*, vol. 1, no. 1, pp. 16–31, 2007.
4. I. Lee, J. W. Tester, y F. You, Systems analysis, design, and optimization of geothermal energy systems for power production and polygeneration: State-of-the-art and future challenges, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 109, no. April, pp. 551–577, 2019.
5. E. Pastor-Martínez, C. Rubio-Maya, V. M. Ambríz-Díaz, J. M. Belman-Flores, y J. J. Pacheco-Ibarra, Energetic and exergetic performance comparison of different polygeneration arrangements utilizing geothermal energy in cascade, *Energy Convers. Manag.*, vol. 168, no. January, pp. 252–269, 2018.
6. A. Frasherri, Outlook on principles for projecting of integrated and cascade use of geothermal energy of low enthalpy in Albania, Faculty of Geology and Mining Polytechnic University of Tirana , 2001.
7. S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, y V. Lemort, Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 22, pp. 168–186, 2013.
8. C. Rubio-Maya, V. M. Ambríz Díaz, E. Pastor Martínez, and J. M. Belman-Flores, Cascade utilization of low and medium enthalpy geothermal resources - A review, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 52, pp. 689–716, 2015.
9. M. Mburu, Cascaded use of geothermal energy: eburru case study, pp. 21–26, 1990.

10. J. Varet, P. Omenda, J. Achieng, y S. Onyango, "The geothermal village concept: A new approach to geothermal development in rural Africa," no. October, pp. 29–31, 2014.
11. J. W. Lund, "Agriculture & aquaculture cascading the geothermal way," pp. 7–9, 1994.
12. C. Kutscher, "Small-scale geothermal power plant field verification projects: preprint," GRC 2001 Annu. Meet., no. June, p. 15, 2001.
13. R. G. Bloomquist, "Empire energy, LLC," 2004.
14. D. C. Erickson, I. Kyung, y G. P. Holdmann, "Geothermal powered absorption chiller for Alaska Ice Hotel," vol. 29, pp. 57–59, 2005.
15. J. W. Lund, "Chena hot springs," p. 2, 2006.
16. G. Holdmann y C. H. Springs, "Absorption chiller for the Chena hot springs aurora ice museum," 2006.
17. G. Culver, "Fish rearing ponds cascaded from binary power generation," pp. 18–19, 2005.
18. D. Merrick, "The Canby geothermal project: A community-based geothermal development drilling ISO-2," vol. 36, pp. 1–4, 2012.
19. D. Merrick, "Canby cascaded geothermal project," pp. 1–15, 2013.
20. J. W. Lund y M. A. Rangel, "Pilot fruit drier for the Los Azufres geothermal field, Mexico," *Process. World Geotherm. Congr.*, pp. 2335–2338, 1995.
21. M. Arrubarrena, "Potential development zones for geothermal direct uses in Mexico with a specific site recommendation," pp. 5–8, 2011.
22. J. W. Lund y T. T. Boyd, "Project examples," pp. 9–26, 1998.
23. J. Hirunlabh, S. Thiebrat, y J. Khedari, "Chilli and garlic drying by using waste heat recovery from geothermal power plant," *RERIC Int. Energy J.*, vol. 21, no. 2, pp. 77–81, 1999.
24. T. Ramingwong, S. Lertsrimongkol, P. Asnachinda, y S. Prasertvigai, "Update on Thailand geothermal energy research and development," *Geotermia*, vol. 14, no. 3, pp. 161–170, 1998.

25. J. W. Lund y A. Chiasson, "Examples of combined heat and power plants using geothermal energy, Trans. - Geotherm. Resour. Counc., vol. 31, pp. 225–230, 2007.
26. J. W. Lund, Optimal use of cascaded geothermal resources, GEO-HEAT CENTER, pp. 31–34, 2005.
27. P. Gerhard y S. Uhlig, Low enthalpy power generation with ORC-turbogenerator the Altheim project , Upper Austria, Int. Work. Hot Dry Rock Technol., pp. 1–7, 1989.
28. J. Goldbrunnerl, R. Bauerl, A. Kolb, y A. Schubert, Geothermal cascade use at Geinberg , Austria, vol. 17, no. 17, 1999.
29. D. Rajver, A. Lapanje, y N. Rman, Geothermal development in Slovenia: Country Update Report 2005-2009 Resources and potential, World Geotherm. Congr. 2015, pp. 25–29, 2015.
30. European Comission, Cascade use of geothermal energy for district air conditioning, milk pasteurization , greenhouse heating and cooling storage, pp. 1–2, 2002.
31. D. Mendrinou, M. Karagiorgas, y C. Karytsas, Use of geothermal heat pumps for heating of buildings in Greece, OPET Work. LowExx Low Temp. Syst. Exist. Build., p. 10, 2002.
32. M. Garbor, Geothermal communities, First periodic report, pp. 1-42, 2011.
33. M. Garbor, Geothermal communities, Second periodic report, pp. 1-56, 2012.
34. C. Ballzus, H. Frimannson, G. I. Gunnarsson, y I. Hrolfsson, The geothermal power plant at Nesjavellir, Iceland, Proc. World Geotherm. Congr., pp. 3109–3114, 2000.
35. H. Hjartarson, R. Maack y S. Johannesson, Multiple use of geothermal energy, GHC Bulletin, pp. 7–13, 2005.
36. H. Hjartarson y L. Gullev, Husavik Iceland- A model of energy efficiency based on geothermal energy, pp. 1-6.
37. E. Eliasson, Power generation from high-enthalpy, pp. 26–34.
38. G. Thorolfsson, Sudurnes Regional Heating Corporation Svartsengi, Iceland, Geo-Heat Cent. Q. Bull., vol. 26, no. 2, pp. 14–19, 2005.
39. J. W. Lund, Cascading of geothermal energy in italy, vol. 10, no. 1, 1987.

40. S. P. Vasilevska, K. Popovski, P. Niederbacher, y H. Setup, Kocani geothermal district heating system (New activities for proper completion), pp. 24–29, 2005.
41. Bujakowski W, The pilot project of a geothermal heat recuperation cascade system for fish and vegetable breeding, the Pas Meeri geothermal laboratory (Podhale region, Poland), Proceedings World Geothermal, Japon, 2000.
42. W. Novak, A. Borsukiewicz-Gozdur y A.A. Stachel, Patentes A method of utilising low- and medium- temperature heat sources and media and a system for utilising low- and medium- temperature heat sources and media, WO20090445117 A2, pp. 4–8, 2015.
43. C. Bendea, M. G. Rosca, A. Iacobescu, G. Bendea, U. Street, y V. A. Street, Cascaded uses of geothermal water in Iosia district, Oradea, Romania, World Geotherm. Congr. 2015, p. 10, 2015.
44. Embracechange, IS Kawerau-direct heat background, pp. 1–10, 2005.
45. S. Jalilinasrabady, R. Itoi, H. Fujii, y T. Tanaka, Cascade uses of geothermal energy in Sabalan - Iran,” no. 418, pp. 25–29, 2010.
46. M. Durgau, Cascading use of geothermal energy with moderate temperature in milk pasteurization plant, pp. 521–528.
47. M. Rosca y T. Maghiar, Cascaded uses of the geothermal water at the university of Oradea, Romania, University of Oradea, pp. 2273–2276.
48. C. Antal, Optimal utilization of geothermal energy at the University of Oradea, Reports, no. I, 1995.
49. O. Gavrilescu, A. C. Blaga, M. Rosca, C. Antal, y K. Karytsas, Cascade use of low enthalpy geothermal water at the University of Oradea, pp. 25–29, 2010.
50. A. Buonomano, F. Calise, A. Palombo, y M. Vicidomini, Energy and economic analysis of geothermal – solar trigeneration systems: A case study for a hotel building in Ischia, Appl. Energy, vol. 138, pp. 224–241, 2015.
51. F. Calise, A. Cipollina, M. Dentice, y A. Piacentino, A novel renewable polygeneration system for a small Mediterranean volcanic island for the combined production of energy and water : Dynamic simulation and economic assessment, Appl. Energy, 2014.

52. F. Calise, M. Dentice, A. Macaluso, L. Vanoli, y A. Piacentino, A novel solar-geothermal trigeneration system integrating water desalination : Design , dynamic simulation and economic assessment, *Energy*, pp. 1–15, 2016.
53. W. Fu, J. Zhu, T. Li, W. Zhang, y J. Li, Comparison of a Kalina cycle based cascade utilization system with an existing organic Rankine cycle based geothermal power system in an oilfield, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 224–233, 2013.
54. K. Nevton, B. Aida, K. Nevina, Z. Esmeralda, y M. Borana, Designing of the Integral, cascade and hybrid use scheme, for the Kozani-8 geothermal water; Some thermal and economical calculations, *AASRI Procedia*, vol. 3, pp. 291–298, 2012.
55. N. Kodhelaj, B. Çela, y R. Aleti, Kozani-8 Low enthalpy geothermal water use through a cascade and hybrid system, vol. 1, no. 1, pp. 1–10, 2012.
56. K. Nevton, B. Aida, C. Bashkim, A. Riza, T. Spiro, y M. Rajmonda, Combined use of the Kozani-8 geothermal water, some thermal and economical calculations, *Proc. 2013 Int. Conf. Remote Sensing, Environment Transp. Eng.*, no. Rsete, pp. 637–640, 2013.
57. K. Nevton, B. Aida, K. Nevina, Z. Esmeralda, Z. Pirro, y M. Rajmonda, Combined use of the Kozani-8 geothermal water through an integral, cascade and hybrid scheme and its positive effects on the environment , some thermal and economical calculations.
58. S. Mohammadzadeh Bina, S. Jalilinasrabad, H. Fujii, y N. A. Pambudi, Classification of geothermal resources in Indonesia by applying exergy concept, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 93, no. April 2017, pp. 499–506, 2018.
59. S. Jalilinasrabad y R. Itoi, Exergetic Classification of Geothermal Resources in Japan, *World Geotherm. Congr. 2015*, vol. 1, no. 418, p. 6, 2015.
60. T. A. H. Ratlamwala, I. Dincer, y M. A. Gadalla, Thermodynamic analysis of an integrated geothermal based quadruple effect absorption system for multigenerational purposes, *Thermochim. Acta*, vol. 535, pp. 27–35, 2012.
61. I. Dincer, Energetic and exergetic studies of a multigenerational solar e geothermal system, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 71, no. 1, pp. 16–23, 2014.
62. E. Akrami, A. Chitsaz, P. Ghamari, y S. M. S. Mahmoudi, Energy and exergy evaluation of a tri-generation system driven by the geothermal energy, *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 31, no. 1, pp. 401–408, 2017.

63. M. Leveni, G. Manfrida, R. Cozzolino, y B. Mendecka, Energy and exergy analysis of cold and power production from the geothermal reservoir of Torre Alfina, *Energy*, vol. 180, pp. 807–818, 2019.
64. V. Zare, A comparative thermodynamic analysis of two tri-generation systems utilizing low-grade geothermal energy, *Energy Convers. Manag.*, vol. 118, pp. 264–274, 2016.
65. L. Jiang, L. W. Wang, R. Z. Wang, P. Gao, y F. P. Song, Investigation on cascading cogeneration system of ORC (Organic Rankine Cycle) and CaCl₂/BaCl₂ two-stage adsorption freezer, *Energy*, vol. 71, pp. 377–387, 2014.
66. X. Luo, Y. Wang, J. Zhao, Y. Chen, S. Mo, y Y. Gong, Grey relational analysis of an integrated cascade utilization system of geothermal water, *Int. J. Green Energy*, vol. 13, no. 1, pp. 14–27, 2016.
67. T. Li, J. Zhu, y W. Zhang, Cascade utilization of low temperature geothermal water in oilfield combined power generation, gathering heat tracing and oil recovery, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 40, pp. 27–35, Jul. 2012.
68. W. Fu, J. Zhu, W. Zhang, y Z. Lu, Performance evaluation of Kalina cycle subsystem on geothermal power generation in the oilfield, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 54, no. 2, pp. 497–506, 2013.
69. M. Akbari Kordlar y S. M. S. Mahmoudi, Exergeoeconomic analysis and optimization of a novel cogeneration system producing power and refrigeration, *Energy Convers. Manag.*, vol. 134, pp. 208–220, 2017.
70. P. Behnam, A. Arefi, y M. B. Shafii, Exergetic and thermoeconomic analysis of a trigeneration system producing electricity, hot water, and fresh water driven by low-temperature geothermal sources, *Energy Convers. Manag.*, vol. 157, pp. 266–276, 2018.
71. A. Behzadi, E. Gholamian, P. Ahmadi, A. Habibollahzade, y M. Ashjaee, Energy, exergy and exergoeconomic (3E) analyses and multi-objective optimization of a solar and geothermal based integrated energy system, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 143, pp. 1011–1022, 2018.
72. F. Calise, M. D. D'Accadia, A. MacAluso, A. Piacentino, y L. Vanoli, Exergetic and exergoeconomic analysis of a novel hybrid solar-geothermal polygeneration system producing energy and water, *Energy Convers. Manag.*, vol. 115, pp. 200–220, 2016.

73. L. Cao, J. Lou, J. Wang, y Y. Dai, Exergy analysis and optimization of a combined cooling and power system driven by geothermal energy for ice-making and hydrogen production, *Energy Convers. Manag.*, vol. 174, pp. 886–896, 2018.
74. M. Ebadollahi, H. Rostamzadeh, M. Z. Pedram, H. Ghaebi, y M. Amidpour, Proposal and multi-criteria optimization of two new combined heating and power systems for the Sabalan geothermal source, *J. Clean. Prod.*, vol. 229, pp. 1065–1081, 2019.
75. H. Ghaebi, T. Parikhani, y H. Rostamzadeh, A novel trigeneration system using geothermal heat source and liquefied natural gas cold energy recovery: Energy, exergy and exergoeconomic analysis, *Renew. Energy*, vol. 119, pp. 513–527, 2018.
76. H. Ghaebi, B. Farhang, T. Parikhani, y H. Rostamzadeh, “Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a cogeneration system for power and hydrogen production purpose based on TRR method and using low grade geothermal source, *Geothermics*, vol. 71, pp. 132–145, 2018.
77. S. M. S. Mahmoudi y M. Akbari Kordlar, A new flexible geothermal based cogeneration system producing power and refrigeration, *Renew. Energy*, vol. 123, pp. 499–512, 2018.
78. T. Parikhani, H. Ghaebi, y H. Rostamzadeh, A novel geothermal combined cooling and power cycle based on the absorption power cycle: Energy, exergy and exergoeconomic analysis, *Energy*, vol. 153, pp. 265–277, 2018.
79. Z. Seyfour, M. Ameri, y M.A. Mehrabian, Exergo-economic analysis of a low-temperature geothermal-fed combined cooling and power system, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 145, pp. 528–540, 2018.
80. O. Arslan y R. Kose, Exergoeconomic optimization of integrated geothermal system in Simav, Kutahya, *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 4, pp. 663–676, 2010.
81. C. Rubio-Maya, V.M. Ambriz-Diaz, J.J.P. Ibarra y H.C. Gutierrez, Polygeneration plant using geothermal energy in cascade manner: progress of CeMIEGeo’s project P16, pp. 2–3, 2017.

Capítulo 3

Definición y comparación termodinámica-económica de configuraciones de plantas de poligeneración utilizando los recursos geotérmicos en cascada

En este Capítulo 3, se realiza la definición y comparación termodinámica y económica de las configuraciones conceptuales y preliminares para la integración de las planta de poligeneración, en función de las características de los recursos geotérmicos y de diferentes tecnologías y capacidades nominales.

Para el desarrollo del Capítulo 3, se han planteado tres Subsecciones fundamentales. La primer Subsección 3.1, trata sobre las alternativas de configuración para la definición conceptual de la planta. Se determinan la configuración conceptual más adecuada para la integración de la plantas de poligeneración. La segunda Subsección 3.2, trata sobre la definición preliminar de la integración y capacidades nominales de la planta de poligeneración. Mediante esta Subsección 3.2, se alcanza la definición preliminar de la planta de poligeneración, así como la definición preliminar de las capacidades nominales de los productos que la planta. La tercer Subsección 3.3, trata sobre la comparación termodinámica y económica de diferentes tecnologías candidatas para ser incluidas en el nivel de generación de energía eléctrica en la planta poligeneración. Mediante esta parte se define la tecnología de generación de energía eléctrica y la integración más adecuada para la planta de poligeneración.

3.1. Análisis de alternativas para la configuración conceptual de la planta

En esta Sección 3.1, se presenta el análisis de alternativas para integrar un sistema multiproducto en cascada, produciendo secuencialmente definidos como los son; electricidad, hielo y calor útil. Para este propósito, el concepto de utilización en cascada de la energía geotérmica se considera utilizando recursos de entalpía baja y media. Para producir electricidad, hielo y calor útil, se proponen tres niveles en cascada para operar de forma secuencial y simultánea. Para la generación de electricidad se consideran los ORC, y para la producción de hielo, las tecnologías de refrigeración activadas térmicamente. Por otra parte, dependiendo de las características del recurso geotérmico se propone el uso complementario de fuentes auxiliares de energía. Entre las tecnologías complementarias para integrar se encuentran los colectores cilindroparabólicos, los colectores lineales de Fresnel y las calderas de biomasa. En particular, con respecto a los ciclos orgánicos de Rankine, se consideran los que funcionan con agua caliente geotérmica en el rango de 90 °C a 125 °C con una potencia de salida nominal entre 25 kWe y 250 kWe. Para la producción de hielo, se están estudiando dos tipos de máquinas, es decir, máquinas de absorción de un solo efecto con un coeficiente de rendimiento de alrededor de 0.6, y máquinas de absorción de medio efecto con un valor de alrededor de 0.3 para el coeficiente de rendimiento. Las máquinas de absorción pueden activarse térmicamente con agua caliente geotérmica con una temperatura en el rango de 70 °C a 90 °C. Posteriormente, se proponen varias alternativas para integrar el sistema multiproducto, que se analizan y comparan tanto desde el punto de vista económico como energético, obteniendo de este modo las principales interacciones energéticas de los sistemas, incluida la electricidad producida, la cantidad de hielo producido y disponibilidad de calor útil.

3.1.1. Características del fluido geotérmico de activación de la planta

Para llevar a cabo el análisis de las alternativas conceptuales se consideraran 3 escenarios para el recurso geotérmico correspondientes a las condiciones predominantes de los recursos geotérmicos de media y baja entalpía para el estado de Michoacán:

- **A1.** Se dispone de agua caliente con una temperatura de 125°C que proviene de un pozo geotérmico ya perforado por la CFE, y que se encuentra en la comunidad de Simirao, Municipio de Zinapécuaro, Michoacán, [1].

- **A2.** En este escenario se dispone de agua caliente a una temperatura de 92°C y se considera proviene de un manantial de agua caliente (hot spring water). Este manantial se encuentra ubicado en San Agustín del Maíz, región aledaña al lago de Cuitzeo. Los estudios previos indican que no es necesario perforar a una profundidad mayor de los 200 m, [2,3].
- **A3.** Disponibilidad de agua caliente a una temperatura de 80°C proveniente de manantial térmico (hot spring water). Este escenario considera las condiciones predominantes del recurso geotérmico de la región del lago de Cuitzeo, [2]. Por otro lado, la Ley de Energía Geotérmica considera que la temperatura mínima para catalogarse como recurso geotérmico hidrotermal es aproximada o superior a los 80°C, [4].

Escenario I (Recurso Geotérmico A1)

En este escenario se contempla un fluido geotérmico con una temperatura disponible de 125 °C, un ciclo ORC para la producción de electricidad, una máquina de absorción para la producción de hielo y un intercambiador de calor para utilizarlo en usos directos:

1. ORC de alta temperatura de activación (125°C). Para estas máquinas la información de los fabricantes indican una diferencia de temperatura entre la entrada y salida del agua caliente de 35°C. La eficiencia típica de estas máquinas es de 11 %.
2. Máquina de absorción de simple efecto. La Temperatura media de activación para esta tecnología es del orden de 90°C. Esta temperatura usualmente corresponde a máquinas de simple efecto con un COP de 0.6 y una diferencia de temperatura entre la entrada y salida del agua caliente de 10°C.
3. Intercambiador de calor de superficie. El intercambiador cambiador de calor se utiliza para disipar la energía del fluido geotérmico a un proceso térmico. La efectividad de este tipo de intercambiadores oscila alrededor del 70 %.

En general la integración conceptual de la A1 se puede representar esquemáticamente en la Figura 3.1, donde se puede apreciar la implantación de la utilización en forma de cascada de un recurso geotérmico de media entalpia.

Escenario II (Recurso Geotérmico A2)

En esta alternativa se utiliza como fuente de energía primaria un recurso geotérmico de baja entalpia (92 °C). Para este recurso geotérmico el sistema en cascada estará formado por

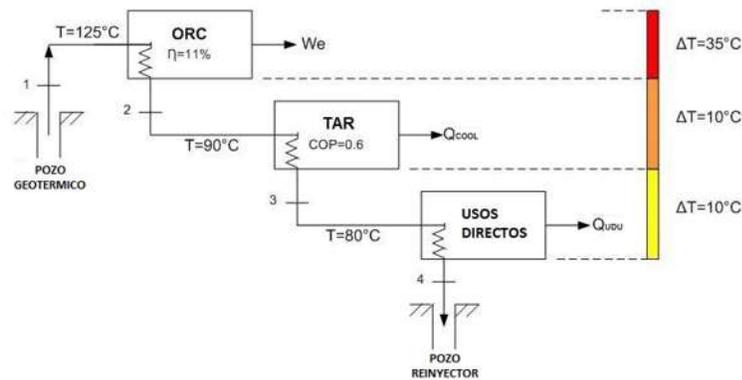


Figura 3.1: Implementación en forma de cascada, A1.

un ciclo ORC de baja temperatura, una tecnología activada térmicamente de baja temperatura y uso de calor directo para proceso. Las características de las tecnologías se describen en seguida:

1. Unidad ORC de baja temperatura de activación, 92°C. De acuerdo con la literatura y fabricantes, en este caso la diferencia de temperatura entre la entrada y salida del agua caliente es más baja, 13°C. Para estas máquinas la eficiencia es menor, y se considerará de 9 %.
2. Máquina de absorción de medio efecto. La temperatura de activación es baja, del orden de 80°C. Esta temperatura corresponde a máquinas denominadas de medio efecto o double lift, con un COP de 0.3 y una diferencia de temperatura entre la entrada y salida del agua caliente de 10°C, [5].
3. El tercer nivel de la cascada se destina de igual manera que para la Alternativa I. Por otra parte, este escenario también puede incluir calor suplementario para elevar la temperatura del recurso geotérmico de 92 a 125 °C.

La Figura 3.2, muestra el sistema en cascada para la Alternativa 2.

Escenario III (Recurso Geotérmico A3)

Esta alternativa contempla un recurso geotérmico de 80 °C proveniente de manantial térmico. Para las condiciones establecidas, es evidente que se tiene la temperatura requerida únicamente para activar la máquina de absorción de medio efecto. Para poder utilizar el recurso con está temperatura se considerará que el agua caliente tendrá un aporte de calor

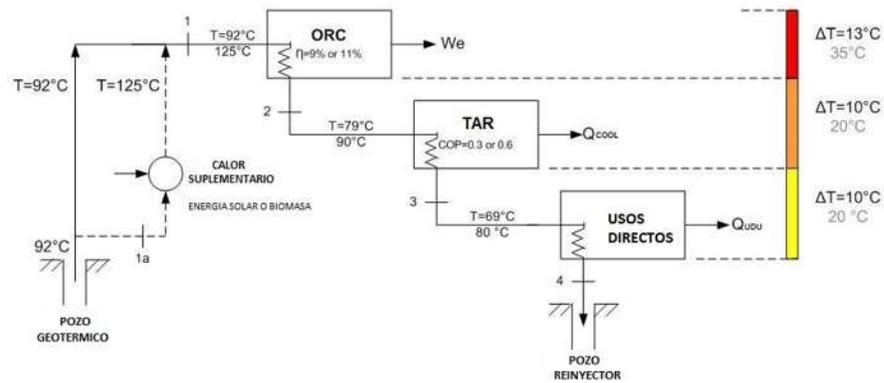


Figura 3.2: Implementación en forma de cascada, A2.

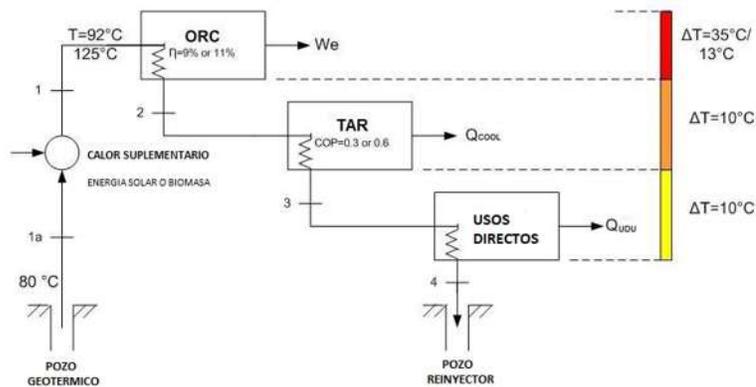


Figura 3.3: Implementación en forma de cascada, A3.

suplementario para elevar la temperatura a la A1 (125°C) y a la A2 (92°C). Se considerará que dicho aporte provenga de fuentes renovables o de bajo impacto al medio ambiente:

1. Caldera de biomasa, utilizando como combustible astillas de madera o pellets.
2. Colectores solares de alta temperatura Parabólicos (PTC) y Fresnel (FLC).

Una vez, agregadas las tecnologías de aporte de calor suplementario, el sistema en cascada puede operar mediante las tecnologías de media y baja temperatura para la generación de electricidad y de frío. La Figura 3.3, muestra el sistema en cascada para esta alternativa.

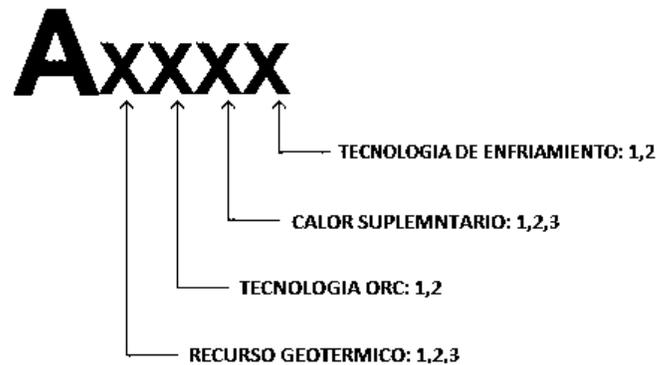


Figura 3.4: Código de alternativas y tecnologías empleadas en cada caso.

3.1.2. Alternativas y metodologías de análisis para la integración conceptual

A partir de la información establecida se pueden generar varias configuraciones con uso en cascada de la energía geotérmica. Para distinguir entre las diferentes posibilidades entre cada combinación de alternativas y tecnologías se establece un código de alternativa de cuatro dígitos que indica el tipo de recurso geotérmico en primer lugar, la tecnología empleada para la generación eléctrica, la tecnología para el aporte de calor suplementario en caso de requerirse y la tecnología de absorción para producir hielo, la Figura 3.4, muestra el código de alternativas.

La Figura 3.5, presenta las alternativas y las tecnologías empleadas. En total se tienen las alternativas para los recursos geotérmicos A1, A2 y A3. El recurso geotérmico que más alternativas de integración presenta es la A3, debido a que necesita calor suplementario para incrementar su calidad termodinámica.

Una vez establecidas las posibles configuraciones de integración (Axxxx), la metodología a seguir consiste en realizar una evaluación técnica y económica utilizando el balance de masa, el balance de energía, los principales parámetros de desempeño del sistema integrado y los subsistemas. El sistema será planteado con la potencia eléctrica del ciclo ORC/Binario como principal variable de diseño. Entonces, a partir de un tamaño o capacidad dada para el ciclo ORC/Binario, se determinará el flujo másico de agua caliente geotérmica, la capacidad de producción de hielo, la energía suplementaria en caso de requerirse y las características principales de la energía suplementaria. Para todas las configuraciones se determinaran parámetros de comparación para evaluar el desempeño energético de cada propuesta. La potencia del ciclo ORC/Binario corresponde al rango de potencias típicas de estas máquinas, iniciando

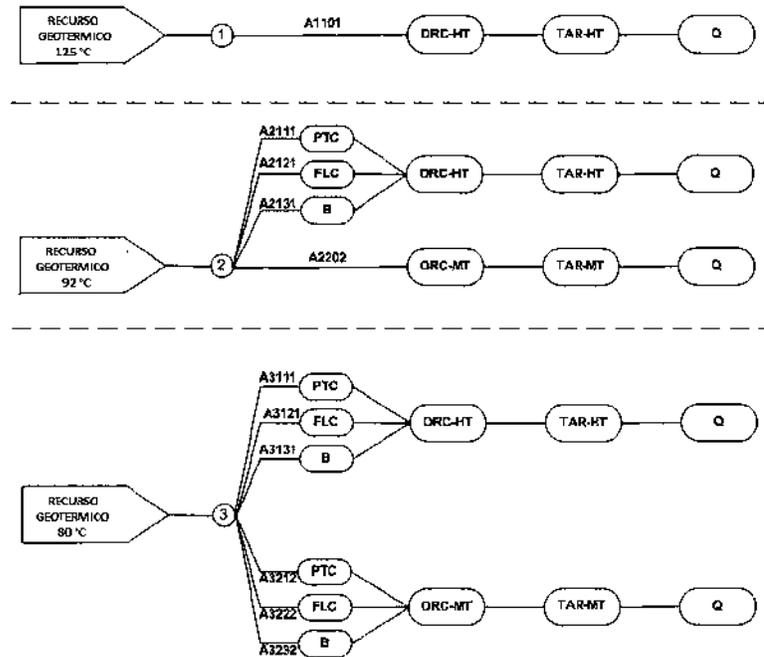


Figura 3.5: Alternativas de integración de los recursos geotérmico.

en 25 kWe con incrementos de 25 kWe hasta alcanzar 250 kWe. A continuación, se muestra el modelo energético y económico para valorar cada alternativa.

3.1.3. Modelado energético de alternativas conceptuales

Mediante el modelado energético de las alternativas conceptuales se puede determinar el desempeño y comportamiento energético de las tecnologías acopladas a la planta de poligeneración operando en una manera de cascada geotérmica. La finalidad del análisis energético es detectar las mejores configuraciones de las alternativas que conllevan a un mejor desempeño termodinámico de la planta de poligeneración.

La unidad ORC es empleada en el nivel de alta temperatura de la cascada y es la encargada de la producción de electricidad del ciclo. La energía térmica requerida por el ciclo se determina a partir de la Ec. 3.1:

$$\dot{Q}_{ORC} = \frac{\dot{W}_E}{\eta_{ORC}} \quad (3.1)$$

El flujo de masa del recurso geotérmico es determinado en función del calor requerido por el ORC de media o baja temperatura, Ec. 3.2:

$$\dot{m}_{GEO} = \frac{\dot{Q}_{ORC}}{C_{p_{w1}} \cdot (T_1 - T_2)} \quad (3.2)$$

El calor total disponible para activar la tecnología de enfriamiento por absorción queda especificado por el flujo másico geotérmico y la diferencia de temperaturas del absorbedor, Ec. 3.3. La capacidad de enfriamiento se determina entonces a partir del calor total disponible y el COP de la tecnología de absorción por medio de la Ec. 3.4:

$$\dot{Q}_{TAR} = \dot{m}_{GEO} \cdot C_{p_{w2}} \cdot (T_2 - T_3) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{COLD} = \dot{Q}_{TAR} \cdot COP_{TAR} \quad (3.4)$$

Una parte de la capacidad de enfriamiento se emplea para producción de hielo y otra para mantener el hielo mediante una cámara de refrigeración. Para este caso se ha considerado un 50 % de la capacidad para cada propósito:

$$\dot{Q}_{CS} = \frac{\dot{Q}_{COLD}}{2} \quad (3.5)$$

La cantidad de hielo a producir queda definida por la energía disponible para la congelación del agua, y la disminución de la temperatura del agua desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de congelación, Ecs. 3.6 y 3.7:

$$\dot{Q}_{ICE} = \dot{Q}_{COLD} - \dot{Q}_{CS} \quad (3.6)$$

$$M_{ICE} = \frac{\dot{Q}_{ICE} \cdot f_{dt}}{C_{p_{w1}} \cdot (T_w - T_{FR}) + C_{LAT} + C_{p_{ICE}} \cdot (T_{FR} - T_{ICE})} \quad (3.7)$$

La energía utilizada para producir hielo en la Ec. 3.7, se ve afectado por el factor de producción de hielo (f_{dt}). Este factor se considera con un valor del 50 %. Por otro lado, la temperatura del agua potable se considera un valor de 25 °C (T_w) típicamente de las redes de agua mexicanas. La temperatura de congelación es de 0 °C (T_{FR}) y la temperatura para almacenar hielo es de -15 °C (T_{ICE}).

El calor destinado para uso directo únicamente es definido por las condiciones de temperatura del recurso geotérmico en el tercer y último nivel térmico de la cascada geotérmica, Ec. 3.8. Por tanto la disponibilidad de energía térmica para uso directo o para proceso se calcula entonces por medio de la Ec. 3.9:

$$\dot{Q}_{DUD} = \dot{m}_{GEO} \cdot C_{p_{w3}} \cdot (T_3 - T_4) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{UD} = \varepsilon_{UD} \cdot \dot{Q}_{DUD} \quad (3.9)$$

El calor geotérmico para la cascada geotérmica queda definido por la temperatura del recurso geotérmico y la temperatura a la que el recurso geotérmico abandona la el último nivel térmico:

$$\dot{Q}_{GEO} = \dot{m}_{GEO} \cdot C_{p_{w1}} \cdot (T_1 - T_4) \quad (3.10)$$

En el caso de requerirse aporte de calor suplementario por medio de energía solar, el área de colectores solares tipo Fresnel (FLC) o Parabólico (PTC) se determinan por medio de la Ec. 3.11:

$$A_c = \frac{\dot{m}_{GEO} \cdot C_{p_{w1}} \cdot (T_1 - T_{1a})}{I_s \cdot \eta_c} \quad (3.11)$$

En las Ecs. 3.2 - 3.11, el calor específico $C_{p_{w1}}$, $C_{p_{w2}}$ y $C_{p_{w3}}$ se evalúa para el agua caliente en función de las condiciones de temperatura de las corrientes 1, 2 y 3 para las diferentes alternativas analizadas en este modelado.

Si el para el aporte de calor suplementario se considera por medio de biomasa, la capacidad térmica de la caldera y el consumo de biomasa se determinan a partir de las Ecs. 3.12 y 3.13:

$$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_{GEO} \cdot C_{p_{w1}} \cdot (T_1 - T_{1a}) \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_{Biomass} = \frac{\dot{Q}_{Boiler}}{\eta_{Boiler} \cdot PCI_{Biomass}} \quad (3.13)$$

El rendimiento global del sistema en cascada puede calcularse entonces a partir de los productos obtenidos en el sistema y la energía requerida para operar:

$$\eta_{GEO} = \frac{\dot{W}_E + \dot{Q}_{COLD} + \dot{Q}_{UD}}{\dot{Q}_{GEO} + \dot{Q}_{Supp}} \quad (3.14)$$

3.1.4. Modelado económico de alternativas conceptuales

Mediante el modelado económico de las alternativas conceptuales se obtienen las configuraciones con mayor viabilidad económica. El modelo económico del sistema incluye costos de

inversión, ingresos debido a los productos del sistema, egresos, costos de operación y mantenimiento, así como indicadores económicos, como el NPV y el período de retorno simple.

En todas las alternativas se considera la perforación de un pozo geotérmico, a partir de la Ec. 3.15 se puede estimar el costo en función de la profundidad:

$$C_{WELL} = 2150 \left[\frac{USD}{m} \right] \cdot L_{WELL} \quad (3.15)$$

Las principales variables en el costo de inversión para los ciclos de ORC son la potencia nominal y las temperaturas de activación de la máquina. Sin embargo, por simplicidad, se considera solo el costo de inversión en función de la potencia nominal, obteniendo la Ec. 3.16, a partir de un ajuste de curva lineal, a partir de datos proporcionados por algunos fabricantes [6-8]:

$$C_{ORC} = 1229.8 \left[\frac{USD}{kW} \right] \cdot \dot{W}_E + 352,327 [USD] \quad (3.16)$$

Del mismo modo, el costo de inversión de la tecnología activada térmicamente depende de la capacidad de enfriamiento. En este caso, los costos de inversión de un fabricante específico se han utilizado para obtener la Ec. 3.17 [9]:

$$C_{AC} = 952.3 \left[\frac{USD}{kW} \right] \cdot \dot{Q}_{COLD} + 159,258 [USD] \quad (3.17)$$

Los costos de inversión para el uso térmico (directo) para el tercer nivel de la cascada se determinan como un porcentaje de los costos de inversión del pozo, ciclo ORC y máquina de absorción. El costo de inversión para usos directos se asigna entonces como un porcentaje de los costos principales, incluidos en este valor los intercambiadores de calor, tuberías, válvulas y reinyección [10]:

$$C_{UD} = PCT \cdot (C_{WELL} + C_{ORC} + C_{AC}) \quad (3.18)$$

El costo de inversión de la caldera de biomasa también es una función de la energía térmica y se estima por [11]:

$$C_{Boiler} = 288.54 \left[\frac{USD}{kW} \right] \cdot \dot{Q}_{Boiler} + 39,280 [USD] \quad (3.19)$$

Por lo tanto, el costo de inversión total del sistema en cascada se define en términos de las tecnologías principales para cada nivel térmico y tecnologías para calor suplementario (en caso de requerirse):

$$C_{TOT} = (1 + PCT) \cdot (C_{WELL} + C_{ORC} + C_{AC}) + C_{Supp} \quad (3.20)$$

El costo de inversión anualizado representa el costo anual de inversión del sistema con uso en cascada de la energía geotérmica en base a una tasa de interés y en función de la vida útil del sistema, Ec. 3.21:

$$C_{ANNUAL} = C_{TOT} \left[\frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \right] \quad (3.21)$$

El ingreso por la generación de electricidad se determina por la energía eléctrica producida anualmente y un precio unitario de la energía eléctrica, Ec. 3.22, la energía eléctrica producida anualmente depende del tiempo de operación y el factor de disponibilidad del equipo, Ec. 3.23:

$$IN_{EL} = UC_{EL} \cdot EW_{ANNUAL} \quad (3.22)$$

$$EW_{ANNUAL} = \dot{W}_E \cdot t_{op} \quad (3.23)$$

Otro ingreso que tiene del sistema es debido a la producción de hielo, que se determina considerando un precio unitario para el hielo y la cantidad de hielo que se produce anualmente:

$$IN_{ICE} = UC_{ICE} \cdot M_{ICEANNUAL} \quad (3.24)$$

En este caso hay que considerar un desembolso por compra de agua purificada para la producción de hielo:

$$EG_{H2O} = UC_{H2O} \left[\frac{M_{ICEANNUAL} \cdot t_{op}}{\rho_{ICE}} \right] \quad (3.25)$$

Otro ingreso económico que se tiene en el sistema es la energía térmica del tercer nivel de la cascada, que se puede determinar a partir de la energía térmica anual y un costo unitario para dicha energía, Ec. 3.26. El costo unitario se determina en función de la cantidad de energía térmica que se consumiría si se utiliza para producir esa energía por medio de una caldera convencional utilizando gas natural.

$$IN_{QUD} = UC_{HW} \cdot EQ_{UDANNUAL} \quad (3.26)$$

La energía térmica anual se determina por medio de la Ec. 3.27:

$$EQ_{UDANNUAL} = \dot{Q}_{UD} \cdot t_{op} \quad (3.27)$$

En el caso que se emplee aporte de calor suplementario por medio de biomasa, se debe considerar el egreso por este concepto:

$$EG_{Boiler} = UC_{Biomass} \cdot M_{Biomass} \cdot t_{op} \quad (3.28)$$

El flujo de efectivo representa el beneficio anual del sistema y resulta de la diferencia entre los productos del sistema y los desembolsos realizados para conseguir estos beneficios:

$$CF = (IN_{EL} + IN_{ICE} + IN_{QUD}) - (C_{ANNUAL} + C_{OM} + EG_{H2O} + EG_{Supp}) \quad (3.29)$$

A partir de la información anterior es posible determinar el valor presente neto y el período de retorno simple:

$$NPV = CF \left[\frac{(1+i)^N - 1}{i \cdot (1+i)^N} \right] - C_{TOT} \quad (3.30)$$

$$SRP = \frac{C_{TOT}}{CF} \quad (3.31)$$

3.2. Definición preliminar de la planta de poligeneración y capacidades nominales

En esta Sección 3.2, se parte de los resultados obtenidos en la etapa previa presentada en la Sección 3.1. Mediante el análisis conceptual de alternativas se obtuvo la alternativa más apropiada para este proyecto. A partir de la evaluación conceptual se ha planteado una definición conceptual de la de la planta para ser sometida bajo análisis y obtener la definición preliminar de la planta de poligeneración. Esta configuración de la planta consta de tres niveles térmicos de cascada bajo la configuración en serie. Por lo anterior, se tienen tres procesos productivos en la planta de poligeneración. Ligado a ello se tienen por lo tanto, la producción de tres productos predefinidos, los cuales son; electricidad, hielo y productos deshidratados. Las tecnologías seleccionadas para la producción y producción de productos se han obtenido del análisis conceptual anterior. Por lo tanto, la definición conceptual de la planta de poligeneración es bajo la siguiente secuencia. La cascada térmica está compuesta

en el primer nivel por un ORC para la producción de electricidad. En el segundo nivel térmico, mediante un ciclo de refrigeración por absorción para la producción de hielo, y en el tercer nivel incluye un deshidratador para el secado de productos agrícolas. Los productos agrícolas considerados para la deshidratación son: aguacate, chile verde y tomate. Una vez establecidos los principales supuestos, se proponen cinco alternativas de integración y cinco modos diferentes de operación del sistema. Las alternativas tienen diferentes características para la activación del primer nivel térmico de la cascada, diferentes capacidades nominales de producción de electricidad, frío y cantidad de producto a deshidratar. Posteriormente, se realiza un análisis técnico-económico para obtener el esquema preliminar de la planta de poligeneración, obtener el rendimiento y las características energéticas de los diferentes niveles térmicos de la cascada, los diferentes modos de operación, las emisiones de dióxido de carbono, las estimaciones de costos y los indicadores de viabilidad económica.

3.2.1. Descripción de subsistemas principales y configuración preliminar

En la Figura 3.6, muestra la definición conceptual y mediante el cual se obtendrá la configuración preliminar de la planta. Para el análisis de la producción secuencial de electricidad, hielo y calor para la deshidratación de productos agrícolas de la planta de poligeneración en cascada, se asumen las siguientes consideraciones: Se utiliza un recurso geotérmico (agua caliente) con una temperatura de 120 o 92 °C para activar una máquina ORC en el primer nivel térmico. En este primer nivel térmico, el fluido geotérmico pasa a través del evaporador de ORC, disminuyendo su temperatura aproximadamente 17 °C, y fluye para activar una máquina de absorción que puede ser de simple efecto o medio efecto con un COP de 0.6 o 0.3, respectivamente. Una vez que el fluido geotérmico 10 °C su temperatura en el generador de la máquina de absorción, posteriormente el agua caliente reduce 10 °C más de su temperatura en un intercambiador de calor para proporcionar calor con fines de deshidratación, todas estas reducciones de temperatura se logran cuando el fluido geotérmico es asumido a una temperatura 92 °C. Para el caso que usa fluido geotérmico de 120 °C, se supone una disminución de la temperatura de 20 °C. Los productos que se consideran en la deshidratación son tres productos locales diferentes: aguacate, chile verde o tomate [12]. La Figura 3.6, muestra un sistema genérico que representa la planta de poligeneración con una máquina de simple efecto integrada en el segundo nivel térmico de la cascada.

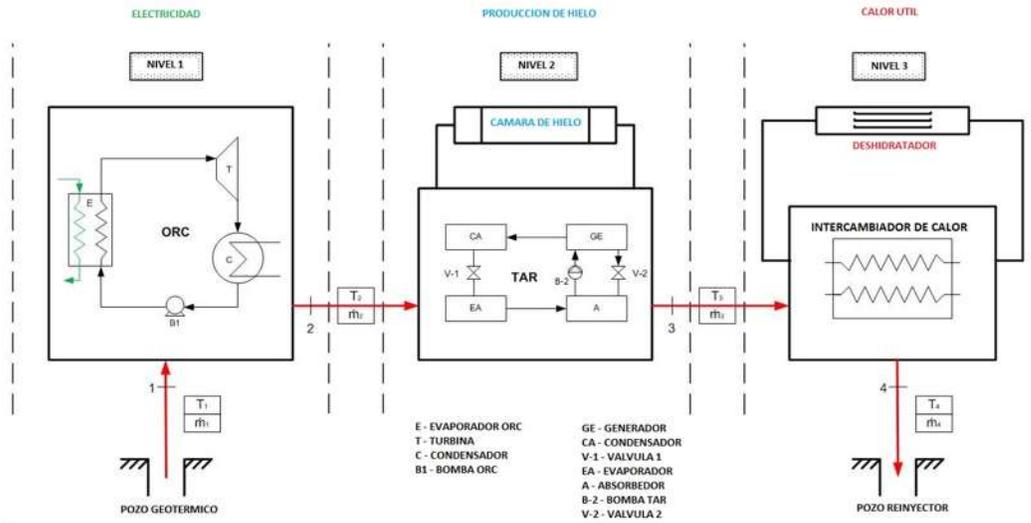


Figura 3.6: Configuración en cascada con una máquina de absorción de simple efecto en el segundo nivel térmico.

3.2.2. Alternativas y definición de las capacidades nominales

Basado en un primer estudio preliminar de energía geotérmica en cascada, considerando las características del recurso geotérmico en México y otros factores económicos en el país [13] (análisis de alternativas conceptuales), se proponen las siguientes alternativas y capacidades nominales de las tecnologías candidatas para integrar la planta de poligeneración operando en cascada geotérmica:

- **Alternativa S1.** Esta alternativa funciona, suponiendo una temperatura de recurso geotérmico de 120 °C, un ciclo ORC de 110 kWe, una máquina de refrigeración de absorción de simple efecto de 40 RT (Toneladas de Refrigeración) y secado de 500 kg por día de los productos antes mencionados.
- **Alternativa S2.** Esta alternativa funciona con un recurso geotérmico de 120 °C, una máquina ORC de 110 kWe y una máquina de absorción de medio efecto de 40 RT. El tercer nivel de la cascada también contempla la deshidratación de 500 kg de producto seco por día.
- **Alternativa S3.** Esta alternativa utiliza un recurso geotérmico a una temperatura de 92 °C para integrar un ORC de 110 kWe, una máquina de absorción de medio efecto capaz de producir 40 RT y deshidratación de 500 kg de producto seco por día.
- **Alternativa S4.** Emplea un recurso geotérmico de 120 °C, un ORC de 50 kWe, una

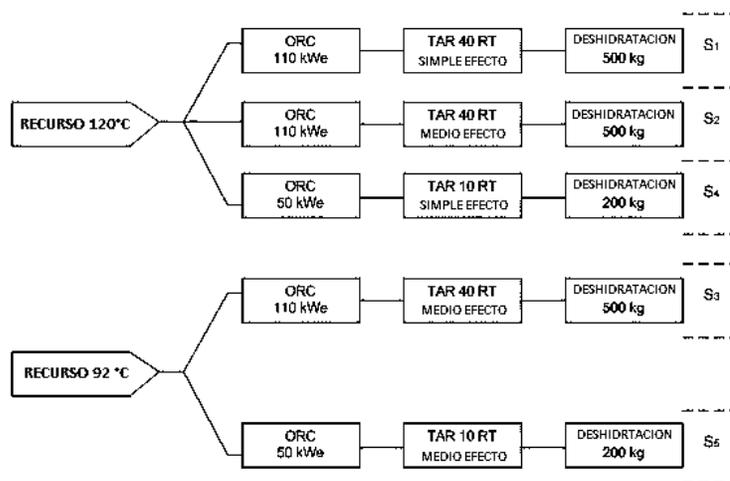


Figura 3.7: Recursos geotérmicos y alternativas S1 a S5.

máquina de absorción de simple efecto de 10 RT y una tasa de deshidratación de 200 kg de producto seco por día.

- **Alternativa S5.** En esta alternativa se contempla producir 50 kWe, 10 RT de enfriamiento a través de una máquina de absorción de medio efecto y 200 kg de producto seco por día. Los recursos geotérmicos se asumen a 92 °C.

La Figura 3.7, muestra un esquema de las cinco alternativas S1 a S5 para una mejor comprensión.

3.2.3. Modos de operación de la planta de poligeneración

Los modos de operación se refieren a un sistema en cascada integrado con los tres componentes principales y los tres niveles térmicos, pero con la capacidad de operar en algunos casos solamente con un nivel térmico (electricidad) o una combinación de más niveles térmicos. Por lo tanto, se consideran cinco modos de operación posibles en el análisis, que se ilustran en la Figura 3.8. El primer modo de operación (1LE) considera solo la producción de electricidad en el primer nivel térmico. El segundo modo de operación (2LEC), supone la generación de electricidad y producción de hielo en los dos primeros niveles térmicos de la cascada. El tercer modo de operación (2LED) consiste en la producción de electricidad y el secado de productos agrícolas en el primer y tercer nivel de la cascada. El cuarto modo de operación (2LCD) considera la producción de frío y deshidratación en el segundo y tercer

ALTERNATIVA	NOMENCLATURA	ELECTRICIDAD	PRODUCCION HIELO	DESHIDRATACION
S1 ..., S5	1NE	✓		
S1 ..., S5	2LEC	✓	✓	
S1 ..., S5	2LED	✓		✓
S1 ..., S5	2LCD		✓	✓
S1 ..., S5	3LECD	✓	✓	✓

1NE - 1 NIVEL, ELECTRICIDAD
 2LEC - 2 NIVELES, ELECTRICIDAD Y FRIO
 2LED - 2 NIVELES, ELECTRICIDAD Y DESHIDRATACION
 2LCD - 2 NIVELES, FRIO Y DESHIDRATACION
 3LECD - 3 NIVELES, ELECTRICIDAD, FRIO Y DESHIDRATACION

Figura 3.8: Modos de operación de la planta en cascada geotérmica.

nivel térmico de la cascada. Finalmente, el quinto y último modo de operación (3LECD) consiste en la generación secuencial de electricidad, frío y calor útil para la deshidratación de productos agrícolas en los tres niveles térmicos del sistema. Cabe señalar que todas las alternativas anteriores (S1 a S5) se analizan en los cinco modos de funcionamiento previamente establecidos.

3.2.4. Modelo energético, ambiental y económico para la configuración preliminar

El modelo de energía para la configuración preliminar de la planta de poligeneración se construye utilizando balances de masa y energía, así como parámetros de rendimiento típicos de los componentes de energía. Mediante el modelo ambiental se estima la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero por la planta de poligeneración utilizando energía geotérmica de media y baja entalpia en forma de cascada, El modelo económico está compuesto por el costo de inversión, los costos de operación y mantenimiento, el flujo de efectivo de los gastos e ingresos esperados, y los indicadores de viabilidad económica. A continuación se describen las ecuaciones y expresiones utilizadas para cada modelo. Cabe resaltar que algunas ecuaciones y procedimientos para evaluar las tecnologías de la planta de poligeneración ya se han descrito en la Sección, por lo que en esta Subsección solamente se hará mención de las ecuaciones implicadas también en el modelado de la configuración preliminar.

Modelo de energía

La unidad ORC se utiliza en el primer nivel térmico de la cascada y se encarga de la producción de electricidad. La energía térmica requerida por el ciclo se determina a partir de la Ec. 3.1. Mientras que la eficiencia del ciclo ORC se determina a partir de un ajuste de curva en función de la potencia de salida del ORC, los datos de entrada para el ajuste de curva se obtuvieron de fichas técnicas publicadas por los fabricantes de ORC:

$$\eta_{ORC} = 0.0401 \cdot W_E^{0.1708} \quad (3.32)$$

El flujo másico del recurso geotérmico del sistema se puede determinar en función del calor requerido para activar la máquina ORC, mediante la Ec. 3.2, a las condiciones y consideración supuestas para la definición de la configuración preliminar de la planta de poligeneración. Del mismo modo, el flujo másico del recurso geotérmico requerido por la tecnología de enfriamiento se puede obtener en función de la capacidad de enfriamiento de la máquina, la diferencia de temperatura en el generador y el coeficiente de rendimiento, Ec. 3.33:

$$\dot{m}_{TAR} = \frac{\dot{Q}_{COLD}}{COP_{TAR} \cdot C_{p_w} \cdot (T_2 - T_1)} \quad (3.33)$$

Al igual que en el modelado de alternativas conceptuales, una parte de la capacidad de enfriamiento se usa para la producción de hielo y la parte restante para almacenar el hielo en una cámara de enfriamiento. Para este caso, se considera el 50 % de la capacidad de enfriamiento para cada propósito, Ec 3.5.

De manera similar, el flujo de energía para la producción de hielo y la masa de hielo producida se evalúa mediante las Ecs. 3.6 y 3.7. La cantidad de hielo a producir se define por la energía disponible para congelar el agua QICE, y la disminución de la temperatura del agua desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de congelación. Para la producción de hielo influye el factor f para considerar los tiempos muertos entre los ciclos de producción de hielo. Este factor refleja que el hielo se produce en lotes y los tiempos de carga, enfriamiento, recolección y almacenamiento reducen el tiempo efectivo de funcionamiento. Según otros estudios, se supuso un valor de f de 0.5 para el tiempo muerto entre el ciclo de producción de hielo [14].

Para el tercer nivel, la cantidad de energía requerida para la deshidratación de los productos agrícolas se define en función de la masa del producto a deshidratar y la temperatura de deshidratación. Dado que se evalúan diferentes productos de deshidratación, se deben considerar los diferentes porcentajes de agua contenida en los productos. En este caso, el aguacate,

el chile verde y el tomate están constituidos por 74 %, 92 % y 94 % de agua, respectivamente [12]. Por lo tanto, el calor requerido para la deshidratación se puede calcular considerando la masa del producto a deshidratar, la entalpía de vaporización del agua contenida en el producto fresco y el tiempo de deshidratación, ver Ec. 3.34:

$$\dot{Q}_{DEH} = \frac{M_{DEH} \cdot \Delta h_{VAP}}{\Delta t_{DEH}} \quad (3.34)$$

El flujo geotérmico necesario para el proceso de deshidratación se expresa en función de la energía requerida para lograr este proceso, Ec. 3.35 . Las diferencias de temperatura típicas de los intercambiadores de calor para deshidratación, invernaderos u otros usos directos están en el rango de 10 a 20 °C, [15].

$$\dot{m}_{DEH} = \frac{\dot{Q}_{DEH}}{\varphi \cdot C_{p_w} \cdot (T_3 - T_4)} \quad (3.35)$$

El calor geotérmico total utilizado por la planta de poligeneración en cascada se define por la energía utilizada en cada uno de los tres niveles térmicos, Ec. 3.36 :

$$\dot{Q}_{GEO} = \dot{Q}_{ORC} + \dot{Q}_{TAR} + \dot{Q}_{DEH} \quad (3.36)$$

El rendimiento global del sistema en cascada se puede calcular a partir de los productos obtenidos en el sistema y la potencia térmica requerida para operar:

$$\eta_{GEO} = \frac{\dot{W}_E + \dot{Q}_{COOL} + \dot{Q}_{DEH}}{\dot{Q}_{GEO}} \quad (3.37)$$

Modelo ambiental

Una vez que se han establecido todas las ecuaciones para el modelado de energía, se continúa la evaluación de las emisiones de CO2 evitadas. Esto se logra comparando la generación de electricidad, frío y calor de los sistemas en cascada con la producción separada por componentes convencionales, basada en el uso de un combustible fósil (en este caso; gas natural). La planta de ciclo combinado se considera para la producción de energía eléctrica. Dado que, mediante métodos convencionales, el efecto de enfriamiento se logra mediante máquinas de compresión de vapor que funcionan con energía eléctrica, esta energía se considera también que proviene de una planta de ciclo combinado. A través de la Ec. 3.38, se estima la electricidad requerida para producir el efecto de enfriamiento, y la Ec. 3.39, permite determinar la energía primaria consumida para la producción eléctrica por medios convencionales.

$$\dot{W}_{ECOLD} = \frac{\dot{Q}_{COLD}}{COP_{CON}} \quad (3.38)$$

$$\dot{F}_{CC} = \frac{\dot{W}_E + \dot{W}_{ECOLD}}{\eta_{CON}} \quad (3.39)$$

Para la producción de calor útil del proceso de deshidratación, se considera que este calor sería suministrado por una caldera de alta eficiencia, por lo tanto, la energía primaria requerida está definida por la Ec. 3.40:

$$\dot{F}_{BOILER} = \frac{\dot{Q}_{DEH}}{\eta_{BOILER}} \quad (3.40)$$

Para estimar las emisiones de CO₂ evitadas de la planta de poligeneración en cascada, se supone que un sexto de dióxido de carbono emitido en las plantas de convencionales que queman gas natural, es el emitido por las plantas geotérmicas. Como resultado, las emisiones debidas a la producción convencional de electricidad y calor están determinadas por la Ec. 3.41 y la Ec. 3.42, respectivamente. La Ec. 3.43, evalúa las emisiones totales evitadas de CO₂.

$$m_{CO_2}^{CC} = \varepsilon_{CO_2}^{NG} \cdot F_{BOILER} \cdot t_{op} \quad (3.41)$$

$$m_{CO_2}^{BOILER} = \varepsilon_{CO_2}^{NG} \cdot F_{BOILER} \cdot t_{op} \quad (3.42)$$

$$\Delta GEI = m_{CO_2}^{CC} + m_{CO_2}^{BOILER} - m_{CO_2}^{GEO} \quad (3.43)$$

Modelo económico

Esta parte contiene las ecuaciones que constituyen el modelo económico del sistema, incluidos los costos de inversión, los posibles ingresos debido a la venta de los productos del sistema, los gastos para la compra de suministros, los costos de operación y mantenimiento, así como los indicadores económicos. En este trabajo, el valor presente neto (VPN) y el período de retorno simple (SRP) se utilizan como indicadores de viabilidad económica.

En todas las alternativas se considera la perforación de un pozo geotérmico. El costo de capital asociado a la perforación se puede estimar en función de la profundidad (pozos poco profundos) de perforación con una expresión simple dada por la Ec. 3.44 [16]:

$$C_{WELL} = 7,556.4 [\text{\$}] + 64.02 \left[\frac{\text{\$}}{m} \right] \cdot C_{WELL} + 0.0058 \left[\frac{\text{\$}}{m^2} \right] \cdot C_{WELL}^2 \quad (3.44)$$

Para estimar el costo de capital de las máquinas ORC, se obtuvo una expresión de diferentes cotizaciones y precios proporcionados por los fabricantes:

$$C_{ORC} = 3,464 \left[\frac{\text{\$}}{kW} \right] \cdot \dot{W}_E^{-0.357} \cdot [\text{\$}] \dot{W}_E \quad (3.45)$$

Del mismo modo, el costo de inversión de la tecnología de refrigeración activada térmicamente se obtuvo en función de la capacidad de enfriamiento. El costo del enfriador de simple efecto, se estima mediante la Ec. 3.46, mientras que el costo de la máquina de absorción de medio efecto puede estimarse mediante la Ec. 3.47:

$$C_{SE} = 952.3 \left[\frac{\text{\$}}{kW} \right] \cdot \dot{Q}_{COLD} + 159,258 [\text{\$}] \quad (3.46)$$

$$C_{HE} = 1,424.5 \left[\frac{\text{\$}}{kW} \right] \cdot \dot{Q}_{COLD} \quad (3.47)$$

Como no se encontraron fabricantes de deshidratadores geotérmicos, el costo de inversión para el uso térmico directo del tercer nivel de la cascada se supone como el 25 por ciento de los costos de capital del pozo geotérmico, el ciclo de energía y la máquina de absorción [10]. Mediante la Ec. 3.18, se puede estimar el costo para el uso directo del calor geotérmico en el deshidratador. Mientras que el costo de inversión total de la planta de poligeneración en cascada se puede estimar con la Ec. 3.20. En el estudio económico es necesario determinar el costo de inversión anualizado que representa el costo anual de inversión del sistema bajo una tasa de interés y la vida útil esperada [17]. En este sentido, el costo anualizado se estima a partir de la Ec. 3.21.

Por otra parte, los ingresos esperados de la generación de electricidad pueden determinarse por la energía eléctrica producida anualmente y un precio unitario de la energía eléctrica, Ec. 3.22. Donde la energía eléctrica producida anualmente depende del tiempo de operación y del factor de disponibilidad del equipo, Ec. 3.23. Otro ingreso del sistema se debe a la producción de hielo. Este ingreso se determina considerando un precio unitario para el hielo y la cantidad de hielo que se producirá anualmente, Ec. 3.24. Si bien la producción de hielo indica un ingreso, se debe considerar un gasto para la compra de agua purificada para la producción de hielo, Ec. 3.25.

Un ingreso más que se puede obtener del sistema se debe a la venta del producto deshi-

dratado. Este ingreso se estima en función del costo unitario de cada producto, Ec. 3.48. Sin embargo, el producto fresco comprado debe ser considerado para cada producto, Ec. 3.49.

$$IN_{DEH} = UC_{DP} \cdot m_{DP} \cdot t_{op} \quad (3.48)$$

$$EG_{DEH} = m_{FP} \cdot UC_{FP} \cdot t_{op} \quad (3.49)$$

El flujo de efectivo representa el posible beneficio anual del sistema y se estima como la diferencia entre los productos del sistema y los desembolsos realizados para lograr esos beneficios:

$$CF = (IN_{EL} + IN_{ICE} + IN_{DEH}) - (C_{ANNUAL} + C_{OM} + EG_{H2O} + EG_{DEH}) \quad (3.50)$$

Finalmente, a partir de la información anterior es posible determinar la rentabilidad del sistema mediante indicadores económicos, como lo son; el valor presente neto y el período de retorno simple, Ecs. 3.30 y 3.31 [17]. Estos indicadores se han tomado como criterio económico para determinar la viabilidad económica de la planta de poligeneración bajo diferentes modos de operación descritos en esta Subsección 3.2.4.

3.3. Comparación termodinámica y económica de la planta de poligeneración con diferentes tecnologías candidatas

Como se ha mencionado y explicado en la secciones, una de las partes medulares o críticas para que los sistemas de poligeneración en cascada sean económicamente y energéticamente rentables, es la parte de la generación eléctrica. Esto debido a que es un proceso de transformación de la energía relativamente caro, por los elevados costos de las tecnologías de generación eléctrica. Es por ello que en esta Sección 3.3, se realiza una comparación termodinámica y económica de la planta de poligeneración operando con diferentes tecnologías como candidatas para la generación de energía eléctrica para determinar que tecnología de generación eléctrica es más viable para ser integrada en la planta de poligeneración. Se presenta un análisis comparativo del desempeño termodinámico y económico de los ciclos KAC, GOC y ORC acoplados a una planta de poligeneración que utiliza energía geotérmica de bajo grado

de temperatura para producir simultáneamente, electricidad, refrigeración y productos deshidratados. Se propone que el diseño del sistema opere secuencialmente a diferentes niveles térmicos bajo el concepto de utilización en cascada. Los ciclos de KAC, GOC y ORC se analizan como candidatos para la generación eléctrica, colocados en un primer nivel térmico. En un segundo nivel térmico, se incluye una tecnología de enfriamiento activada con energía térmica, que servirá para la conservación de producto fresco. Finalmente, se incluye un deshidratador de producto fresco en el último nivel térmico. Para llevar a cabo el análisis, se ha basa en la configuración preliminar modelada y descrita en la Sección 3.2, a la cual se aplican las leyes de conservación de masa y energía, así como un análisis de viabilidad económica. Además, se realiza un análisis de exergía para conocer el rendimiento del sistema desde la perspectiva de la segunda ley de la termodinámica.

3.3.1. Descripción de la planta con diferentes tecnologías candidatas para la generación de energía eléctrica

Para la descripción general de la planta de poligeneración en esta sección, se parte del diseño previo de una planta de poligeneración [13,18]. La planta de poligeneración emplea un recurso geotérmico para producir diferentes productos; electricidad, frío y producto deshidratado (jitomate). La planta está configurada a diferentes niveles térmicos de temperatura bajo el concepto de utilización en cascada para producir los diferentes productos. La energía geotérmica proveniente del pozo geotérmico (agua caliente) para la activación de la planta tiene las características termodinámicas de 135 °C y 8.42 kg/s [19]. De acuerdo a la Figura 1, la planta de poligeneración está conformada por cuatro circuitos principales para su funcionamiento; circuito de agua geotérmica corrientes 1-2, circuito de agua caliente corrientes 3-14, circuito de enfriamiento corrientes 15-21 y circuito de agua fría corrientes 22-24. La operación de la planta de poligeneración inicia cuando el agua geotérmica ingresa a un intercambiador de placas donde transfiere su energía al circuito agua caliente que es el fluido de trabajo principal de la configuración en cascada de la planta de poligeneración (estados termodinámicos 3-14 de la Figura 1). Posteriormente el agua caliente (estado 3) ingresa a una tecnología de conversión de energía térmica a eléctrica (*1er nivel térmico*) donde esta tecnología puede ser un ORC, un KAC o un GOC. Una vez que el agua caliente cede parte de su energía en la tecnología de conversión de energía térmica a eléctrica, ingresa a un ciclo de refrigeración por absorción (AC) para convertir la energía térmica del agua caliente a energía frigorífica (*2do nivel térmico*). En dicha conversión la energía del agua caliente decrece en 10 °C para en una etapa posterior (estado 11) ingresar a un deshidratador donde también reduce 10 °C

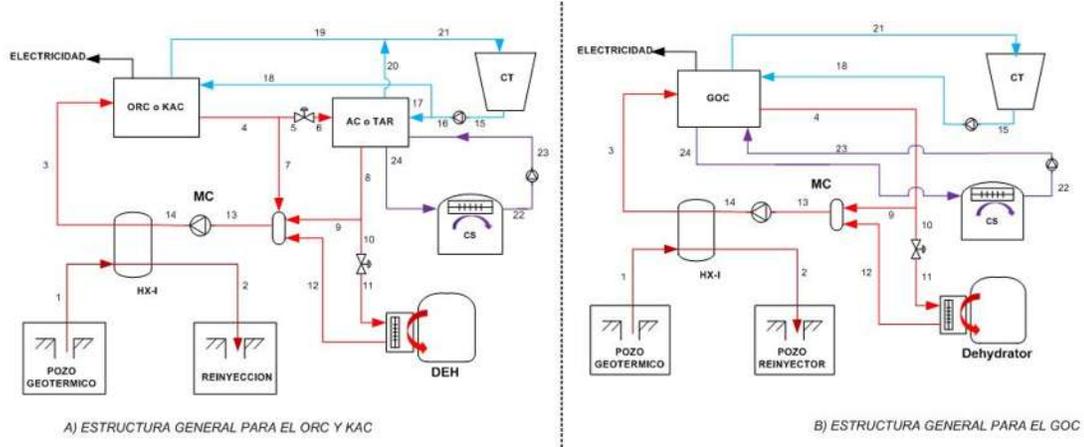


Figura 3.9: Descripción general de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración.

su temperatura para su aprovechamiento en la deshidratación de producto fresco (*3er nivel térmico*). Cabe resaltar que la distribución de flujos de masa (flujos de diseño) que activan los tres niveles térmicos de la planta de poligeneración mostrada en la Figura 1, han sido obtenidos en estudios previos utilizando un ORC como tecnología principal en la generación de energía eléctrica [19]. Estos mismos flujos de diseño en los tres niveles térmicos de la cascada de la planta de poligeneración se han utilizado para la comparativa termodinámica cuando la planta opera con un KAC y un GOC como tecnología candidata para la generación de energía eléctrica. Por otro lado, la planta de poligeneración además de las tecnologías mencionadas en los diferentes niveles térmicos de la cascada (ORC o KAC o GOC y AC, DEH) también incluye tecnologías auxiliares que permiten su adecuado funcionamiento. Por ejemplo, para el uso de la energía frigorífica producida por el AC o el GOC la planta de poligeneración integra una cámara de conservación de producto fresco y para lograr la disipación de calor del ciclo ORC, KAC, GOC y AC contempla una torre de refrigeración. Otras tecnologías auxiliares de la planta son las válvulas de regulación de flujo, bombas de recirculación y una cámara de mezclado. Es de apreciarse que el esquema de la planta de poligeneración que emplea a los ciclos ORC y KAC integra un AC para logra la producción de energía frigorífica (ver Figura 3.9). Sin embargo, el esquema de la planta de poligeneración que emplea al GOC como candidato para la generación de energía eléctrica no emplea un AC, esto debido a que el GOC tiene la capacidad de generar frío y electricidad de manera simultánea. La Figura 3.9, muestra la estructura de la planta de poligeneración para los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración a nivel subsistema, otros detalles de la planta a nivel de componentes se aprecia en la Figura 3.10.

Descripción del ORC acoplado a la planta de poligeneración. La planta de poligeneración con un ORC como tecnología de generación eléctrica está integrada por tres tecnologías principales; el mismo ORC, un AC y un deshidratador (DEH) así como tecnologías auxiliares. El funcionamiento de la planta acoplada al ORC comienza en el circuito de agua caliente geotérmica (135 °C y 8.42 kg/s), donde el agua caliente geotérmica cede su energía al circuito de agua caliente para activar en un primer término al ORC, en un segundo término al AC y en un tercer término al DEH. En términos de componentes el ORC está conformado por; un evaporador, una turbina, un condensador y una bomba, el AC está conformado por; un generador, un condensador, un evaporador, un absorbedor, una bomba, un intercambiador de calor y dos válvulas de expansión, y el DEH es considerado como un intercambiador de calor. Por otra parte, a su paso por el evaporador del ORC el agua caliente reduce 20 °C su temperatura para posteriormente activar el generador del AC y reducir nuevamente 10 °C su temperatura, para finalmente volver a reducir 10 °C su temperatura en el DEH para la deshidratación de jitomate. Posteriormente al proceso de deshidratación el agua caliente es mezclada en una cámara de mezclado para, en un paso posterior, comenzar nuevamente el ciclo del circuito del agua caliente en cascada. Por otra parte, el agua de enfriamiento proveniente de la torre de refrigeración ingresa al ORC y AC a una temperatura de 25 °C y retorna a una temperatura de 35 °C.

Descripción del KAC acoplado a la planta de poligeneración. El KAC acoplado a la planta de poligeneración no implica grandes cambios a la estructura descrita para el anterior ORC, ya que utiliza los mismos componentes principales y auxiliares para su operación. Por lo anterior, la planta con KAC como tecnología de conversión de energía térmica a eléctrica también implica la participación de los mismos circuitos de la planta; circuito de agua caliente geotérmica, circuito de agua caliente, circuito de rechazo de calor y circuito de agua fría. Para la activación de la planta el agua caliente geotérmica a razón de 8.42 kg/s y 135 °C, cede su energía al circuito de agua caliente primeramente para la activación del KAC. A su paso por el KAC el agua caliente decrece su temperatura hasta 90 °C para posteriormente activar el AC y el DEH, donde en cada uno de estos dos últimos procesos reduce 10 °C su temperatura, respectivamente. Por su parte, el ciclo Kalina es un sistema geotérmico compuesto por; un evaporador, un precalentador, una turbina, un separador, una válvula de expansión, un condensador, un mezclador y una bomba. Más detalles de los componentes del KAC y de la planta se pueden ver en la Figura 3.10.

Descripción del GOC acoplado a la planta de poligeneración. El GOC acoplado a la planta de poligeneración implica varios cambios a la estructura estándar descrita para la planta acoplada a los ciclos ORC y KAC, respectivamente. El primer gran cambio surge en el

número de niveles térmicos de la cascada. La planta acoplada a los ciclos ORC y KAC implica tres niveles térmicos de cascada. Sin embargo, debido a que el GOC puede convertir una fuente de energía térmica de bajo grado de temperatura a electricidad y a frío simultáneamente, la planta de poligeneración solo requiere de dos niveles térmicos. Donde el primer nivel térmico de la planta lo integrará el GOC (electricidad y frío a la vez) y el segundo nivel térmico lo definirá el DEH. Sin embargo, la planta sigue siendo conformada mediante los mismos equipos auxiliares y por ende mediante los mismos circuitos de operación (agua caliente geotérmica, agua caliente, rechazo de calor y agua fría). Donde el circuito de agua caliente que es el encargado de transmitir la energía del circuito de agua geotérmica (135 °C y 8.42 kg/s) al GOC primeramente activa el boiler del GOC. En esta primera etapa de activación del GOC el agua caliente decrece su temperatura hasta 110 °C para posteriormente ceder otra porción de su temperatura en el DEH (10 °C) y posteriormente comenzar nuevamente el ciclo del agua caliente. Más detalles de los componentes, e interconexiones del GOC acoplado a la planta de poligeneración se pueden ver en la Figura 3.10.

3.3.2. Definición de los escenarios de operación de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración

Es difícil realizar una comparativa termodinámica de tres ciclos diferentes y que operan con fluidos de trabajo diferentes. De hecho la única manera que se pueden comparar es utilizando la misma temperatura de activación y la misma temperatura de enfriamiento. Sin embargo, depende del diseño de los equipos intercambiadores de calor que interactúa con la fuente de activación y la fuente de enfriamiento. De este diseño y de la calidad termodinámica de la fuente de activación, depende la presión alta y la presión baja que cada ciclo puede alcanzar en operación. En este sentido, para realizar la comparativa termodinámica de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración se han definido dos escenarios de operación para cada ciclo (S1 y S2) que están en función de la temperatura del agua de enfriamiento y las presiones del ciclo. Estos escenarios de operación incluyen las variables independientes fundamentales influyentes para el desempeño termodinámico de cada ciclo termodinámico, por ejemplo; la presión alta del sistema, la presión baja del sistema, la temperatura de agua de enfriamiento y lo fundamental, el recurso primario de activación de la planta (135 °C y 8.42 kg/s). La Tabla 3.1, muestra la definición de los escenarios de operación S1 y S2. Cabe resaltar que la temperatura de enfriamiento (7 °C) utilizada en el GOC S1, es la temperatura promedio a la que se han realizado diversos análisis e investigaciones del ciclo GOC [20-22].

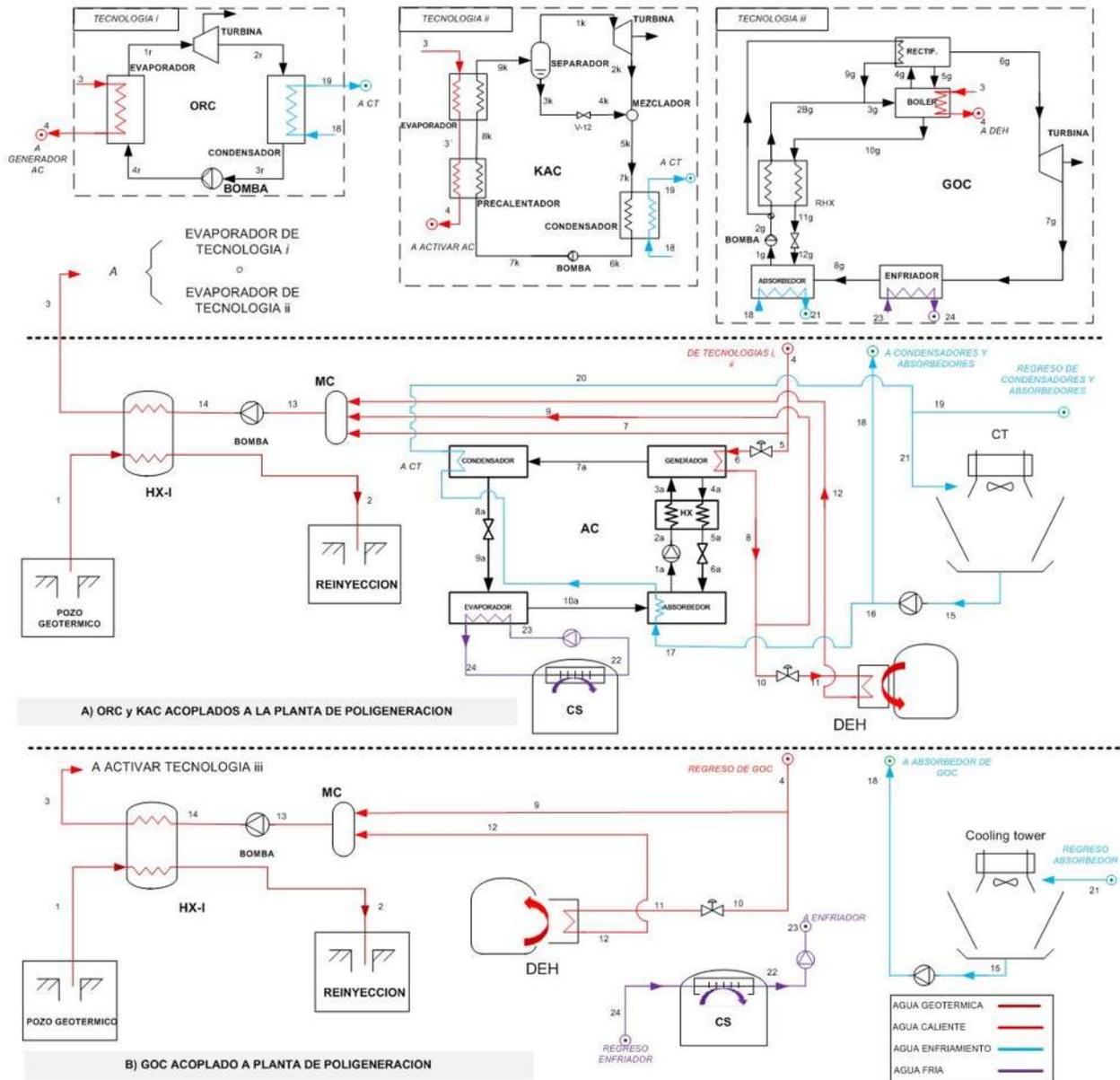


Figura 3.10: Descripción a detalle de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración.

Tabla 3.1: Escenarios de operación de los ciclos ORC, KAC y GOC.

Escenario	Sistema	P_{High} (kPa)	P_{Low} (kPa)	T_{CW} ($^{\circ}C$)
S1	ORC	1000	225	25
	KAC	2050	1500	25
	GOC	2050	200	7
S2	ORC	1000	300	25
	KAC	3000	1500	25
	GOC	3000	500	25

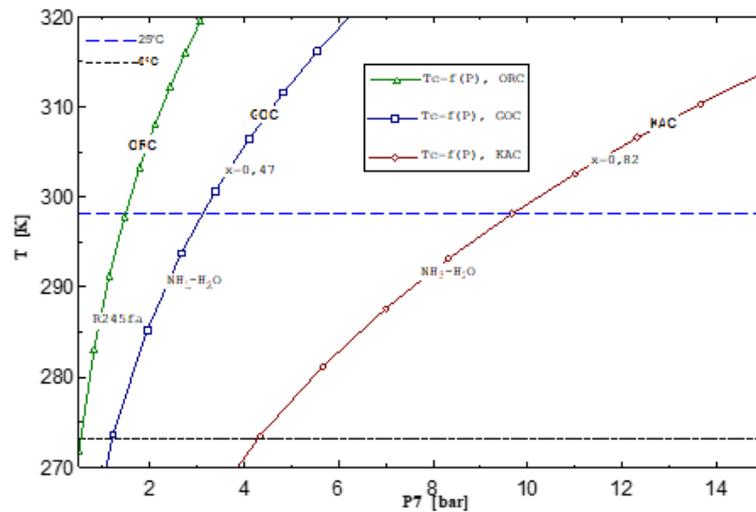


Figura 3.11: Temperatura de condensación de los ciclos ORC, KAC y GOC en función de la presión.

En general, la temperatura de activación ($135^{\circ}C$) y la temperatura del agua de enfriamiento que está ligada directamente con la temperatura de condensación y presión de condensación, definen la eficiencia de Carnot a la que está limitado el ciclo termodinámico [23,24]. Por lo que a medida que se disminuye la temperatura del agua de enfriamiento se disminuye la presión de condensación y la eficiencia de los ciclos ORC, KAC y GOC se incrementa. La Figura 3.11, muestra el comportamiento de la temperatura y presión de condensación para los ciclos GOC, ORC y KAC.

3.3.3. Modelo termodinámico

La planta de poligeneración en cascada geotérmica es modelada en el software comercial Engineering Equation Solver (EES). El software EES proporciona todas las propiedades termodinámicas de todos los estados termodinámicos de la planta de poligeneración. Para

cada componente de la planta el análisis se efectuará utilizando la conservación de masa, la concentración de masa (en el caso de KAC, AC y GOC), la primera, la segunda ley de la termodinámica y parámetros de rendimiento de los componentes para obtener las prestaciones energéticas, exergéticas, destrucciones de exergía y parámetros de transferencia de calor de cada componente de la planta [25,26], Ec. 3.51– Ec. 3.55:

$$0 = \sum_{in} \dot{m} - \sum_{out} \dot{m} \quad (3.51)$$

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{in} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum_{out} \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right) \quad (3.52)$$

$$0 = \sum_{in} \dot{m} \cdot x - \sum_{out} \dot{m} \cdot x \quad (3.53)$$

$$0 = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum_{in} \dot{m} \cdot s - \sum_{out} \dot{m} \cdot s + \dot{I}_{gen} \quad (3.54)$$

$$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{gen} \quad (3.55)$$

Consideraciones generales para el modelado de la planta y sus escenarios

Las principales consideraciones para el análisis de la planta de poligeneración son las siguientes:

- El sistema opera bajo condiciones de estado estacionario y la energía cinética y potencial son despreciadas.
- Los fluidos de aporte térmico del circuito de agua caliente geotérmica y circuito de agua caliente, se tratan como líquido incompresible.
- Se asume que no existen caídas de presión dentro de las tuberías.
- Las bombas de los circuitos de agua caliente, agua de enfriamiento y agua fría se consideran solamente como bombas de circulación y no provocan cambios de temperatura en el fluido de trabajo (compresión isoentálpica).
- Se asume que las válvulas del circuito de agua caliente no provocan cambios de presión y temperatura.

- El calor específico del agua para todos los estados de líquido incompresible se considera en 4.19 kJ/kg K.
- La diferencia mínima de temperaturas en el HX-I es de 10 °C.
- Se considera jitomate como producto fresco a deshidratar.
- La temperatura y presión para el estado de referencia de 25 °C y 100 kPa, respectivamente.

Consideraciones para el AC

- La temperatura del condensador y del absorbedor es de 40 y 35 °C [27], respectivamente.
- El refrigerante abandona el condensador y evaporador en condiciones de saturación [28].
- La bomba es isentrópica.
- La efectividad del intercambiador de calor es de 65 %.
- La diferencia mínima de temperaturas en el generador es de 5 °C.

Consideraciones para el ORC

- La eficiencia isentrópica de la turbina y de la bomba son de 75 % y 80 % [29,30], respectivamente.
- El fluido de trabajo considerado es R245fa.
- La diferencia de temperatura mínima en el evaporador y condensador es 5 °C y 10 °C, respectivamente.

Consideraciones para el KAC

- La solución entra en condiciones de vapor saturado a la turbina.
- La eficiencia isentrópica de la turbina y de la bomba es 85 % y 75 % [31], respectivamente.
- La concentración de la solución a la salida del condensador es se toma como 82 %.
- La diferencia de temperaturas mínima en el evaporador es de 5 °C.

Consideraciones para el GOC

- Las eficiencias isentrópicas de la turbina y de la bomba son; 85 % y 80 % [32,33], respectivamente.
- La concentración de la solución a la salida del absorbedor es de 0.437 (liquido saturado) [32], mientras que a la salida del rectificador es de 0.9921 [34].
- La diferencia de temperaturas mínima en todos los intercambiadores de calor es 5 °C.

Análisis de energía y destrucción de exergía

La activación de la planta comienza en la corriente 1 con una calidad termodinámica del fluido geotérmico de 135 °C y 8.42 kg/s. El fluido geotérmico pasa a través de un intercambiador de calor de placas para ceder su energía al agua caliente que es el fluido de activación de los componentes principales que integran la cascada. La temperatura adquirida por el agua caliente de la cascada debida a la transferencia de calor entre el fluido geotérmico se determina mediante la Ec. 3.56. Las irreversibilidades se determina a partir de la Ec. 3.57, utilizando para el cambio de entropía la aproximación a liquido incompresible [35], finalmente la destrucción de exergía se determinada mediante la Ec. 3.58.

$$T_3 = T_{14} + \frac{\dot{m}_{geo}}{\dot{m}_3} \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.56)$$

$$\dot{I}_{HX} = \dot{m}_{geo} \cdot C_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + \dot{m}_3 \cdot C_p \cdot \ln\left(\frac{T_3}{T_{14}}\right) \quad (3.57)$$

$$\dot{E}_{D,HX} = T_0 \cdot \dot{I}_{HX} \quad (3.58)$$

Después el agua caliente pasa a activar a alguna de las tecnologías candidatas para la generación de energía eléctrica, es decir, ORC o KAC o GOC. La activación de alguna de estas tecnologías origina el primer producto de la planta (electricidad). Las ecuaciones básicas del balance de energía, de masa y destrucción de exergía de los ciclos ORC, KAC y GOC [32,31,36], se muestran en las tablas 3.2 - 3.7.

Después de ceder energía en el primer nivel térmico de la planta de poligeneración, el agua caliente procede a activar el ciclo de refrigeración por absorción (planta acoplada a ORC y KAC) donde cede su energía para que se logre el segundo producto de la planta

Tabla 3.2: Ecuaciones del análisis de energía, masa y destrucción de exergía para el ORC.

Componente	Masa	Energía
Evaporador	$\dot{m}_{1r} = \dot{m}_{4r} = \dot{m}_{245fa}$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{245fa} (h_{1r} - h_{4r})$
	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_3 \cdot Cp \cdot (T_3 - T_4)$
Turbina	$\dot{m}_{1r} = \dot{m}_{2r}$	$\dot{W}_T = \dot{m}_{245fa} (h_{1r} - h_{2r})$
Condensador	$\dot{m}_{2r} = \dot{m}_{3r}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{245fa} (h_{4r} - h_{2r})$
	$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{18}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{18} \cdot Cp \cdot (T_{19} - T_{18})$
Bomba	$\dot{m}_{3r} = \dot{m}_{4r}$	$\dot{W}_P = \dot{m}_{245fa} (h_{4r} - h_{3r})$

Tabla 3.3: Ecuaciones del análisis de destrucción de exergía para el ORC.

Componente	Destrucción de exergía
Evaporador	$\dot{I}_E = \dot{m}_{245fa} (s_{1r} - s_{4r}) + \dot{m}_3 \cdot Cp \cdot \ln \left(\frac{T_4}{T_3} \right)$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_E$
Turbina	$\dot{I}_T = \dot{m}_{245fa} (s_{2r} - s_{1r})$
	$\dot{E}_T = T_0 \cdot \dot{I}_T$
Condensador	$\dot{I}_C = \dot{m}_{245fa} (s_{3r} - s_{2r}) + \dot{m}_{18} \cdot Cp \cdot \ln \left(\frac{T_{19}}{T_{18}} \right)$
	$\dot{E}_C = T_0 \cdot \dot{I}_C$
Bomba	$\dot{I}_P = \dot{m}_{245fa} (s_{4r} - s_{3r})$
	$\dot{E}_P = T_0 \cdot \dot{I}_P$

Tabla 3.4: Ecuaciones del análisis masa y de energía para el KAC.

Componente	Masa	Energía
Evaporador	$\dot{m}_3 = \dot{m}_{3'}$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{9k} (h_{9k} - h_{8k})$
		$\dot{Q}_E = \dot{m}_3 \cdot Cp \cdot (T_3 - T_{3'})$
Precalentador	$\dot{m}_{7k} = \dot{m}_{8k}$	$\dot{Q}_{PH} = \dot{m}_{9k} (h_{8k} - h_{7k})$
	$\dot{m}_{3'} = \dot{m}_4$	$\dot{Q}_{PH} = \dot{m}_3 \cdot Cp \cdot (T_{3'} - T_4)$
Separador	$\dot{m}_{9k} = \dot{m}_{1k} + \dot{m}_{3k}$	$\dot{m}_{9k} h_{9k} = \dot{m}_{1k} h_{1k} + \dot{m}_{3k} h_{3k}$
Turbina	$\dot{m}_{1k} = \dot{m}_{2k}$	$\dot{W}_T = \dot{m}_{1k} (h_{1k} - h_{2k})$
Válvula	$\dot{m}_{3k} = \dot{m}_{4k}$	$h_{3k} = h_{4k}$
Mezclador	$\dot{m}_{4k} + \dot{m}_{2k} = \dot{m}_{5k}$	$\dot{m}_{2k} h_{2k} + \dot{m}_{4k} h_{4k} = \dot{m}_{5k} h_{5k}$
Condensador	$\dot{m}_{5k} = \dot{m}_{6k}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{5k} (h_{5k} - h_{6k})$
	$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{18}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{18} \cdot Cp \cdot (T_{19} - T_{18})$
Bomba	$\dot{m}_{6k} = \dot{m}_{7k}$	$\dot{W}_P = \dot{m}_{6k} (h_{7k} - h_{6k})$

Tabla 3.5: Ecuaciones del análisis de destrucción de exergía para el KAC.

Componente	Destrucción de exergía
Evaporador	$\dot{I}_E = \dot{m}_3 \cdot Cp \cdot \ln\left(\frac{T_3}{T_{3'}}\right) + \dot{m}_{9k}(s_{9k} - s_{8k})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_E$
Precalentador	$\dot{I}_{PH} = \dot{m}_3 \cdot Cp \cdot \ln\left(\frac{T_4}{T_{3'}}\right) + \dot{m}_{7k}(s_{8k} - s_{7k})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{PH}$
Separador	$\dot{I}_S = \dot{m}_{1k}s_{1k} + \dot{m}_{3k}s_{3k} - \dot{m}_{9k}s_{9k}$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_S$
Turbina	$\dot{I}_T = \dot{m}_{2k}(s_{2k} - s_{1k})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_T$
Válvula	$\dot{I}_V = \dot{m}_{4k}(s_{4k} - s_{3k})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_V$
Mezclador	$\dot{I}_M = \dot{m}_{5k}s_{5k} - \dot{m}_{2k}s_{2k} - \dot{m}_{4k}s_{4k}$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_M$
Condensador	$\dot{I}_C = \dot{m}_{18} \cdot Cp \cdot \ln\left(\frac{T_{19}}{T_{18}}\right) + \dot{m}_{6k}(s_{6k} - s_{5k})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_C$
Bomba	$\dot{I}_P = \dot{m}_{7k}(s_{7k} - s_{6k})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_P$

Tabla 3.6: Ecuaciones del análisis de masa y energía para el GOC.

Componente	Masa	Energía
Turbina	$\dot{m}_{6g} = \dot{m}_{7g}$	$\dot{W}_T = \dot{m}_{7g}(h_{6g} - h_{7g})$
Enfriador	$\dot{m}_{7g} = \dot{m}_{8g}$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{7g}(h_{8g} - h_{7g})$
	$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{23}$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{23} \cdot Cp(T_{24} - T_{23})$
Absorbedor	$\dot{m}_{8g} + \dot{m}_{12g} = \dot{m}_{1g}$	$\dot{m}_{8g} \cdot h_{8g} + \dot{m}_{12g} \cdot h_{12g} = \dot{m}_{1g} \cdot h_{1g} + \dot{Q}_A$
	$\dot{m}_{8g} \cdot x_{8g} + \dot{m}_{12g} \cdot x_{12g} = \dot{m}_{1g} \cdot x_{1g}$	
Bomba	$\dot{m}_{1g} = \dot{m}_{2g}$	$\dot{W}_P = \dot{m}_{1g}(h_{2g} - h_{1g})$
	$\dot{m}_{2g} = \dot{m}_{2Ag} + \dot{m}_{2Bg}$	
RHX	$\dot{m}_{2Bg} = \dot{m}_{14g}$	$\dot{m}_{2Bg}(h_{2Bg} - h_{2'g}) = \dot{m}_{10g}(h_{10g} - h_{11g})$
	$\dot{m}_{10g} = \dot{m}_{11g}$	
Boiler	$\dot{m}_{3g} = \dot{m}_{4g} + \dot{m}_{10g}$	$\dot{m}_{3g} \cdot h_{3g} + \dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{Q}_B = \dot{m}_{4g} \cdot h_{4g} + \dot{m}_{10g} \cdot h_{10g}$
Rectificador	$\dot{m}_{4g} = \dot{m}_{6g} + \dot{m}_{5g}$	$\dot{m}_{4g} \cdot h_{4g} + \dot{m}_5(h_{2Ag} - h_9) = \dot{m}_{6g} \cdot h_{6g} + \dot{m}_{5g} \cdot h_{5g}$
	$\dot{m}_{4g} \cdot x_4 = \dot{m}_{6g} \cdot x_6 + \dot{m}_{5g} \cdot x_5$	

Tabla 3.7: Ecuaciones del análisis de destrucción de exergía para el GOC.

Componente	Destrucción de exergía
Turbina	$\dot{I}_T = \dot{m}_{7g} (s_{7g} - s_{6g})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_T$
Enfriador	$\dot{I}_E = \dot{m}_{23} \cdot Cp \cdot \ln \left(\frac{T_{24}}{T_{23}} \right) + \dot{m}_{8g} (s_{8g} - s_{7g})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_E$
Absorbedor	$\dot{I}_A = \dot{m}_{18} \cdot Cp \cdot \ln \left(\frac{T_{21}}{T_{18}} \right) + \dot{m}_{1g} \cdot s_{1g} - \dot{m}_{12g} \cdot s_{12g}$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_A$
Bomba	$\dot{I}_P = \dot{m}_{2g} (s_{2g} - s_{1g})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_P$
RHX	$\dot{I}_{RHX} = \dot{m}_{2Bg} (s_{2Bg} - s_{2'g}) + \dot{m}_{11g} (s_{11g} - s_{10g})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{RHX}$
Boiler	$\dot{I}_B = \dot{m}_3 \cdot Cp \cdot \ln \left(\frac{T_4}{T_3} \right) + \dot{m}_{10g} \cdot s_{10g} + \dot{m}_{4g} \cdot s_{4g} - \dot{m}_{3g} \cdot s_{3g} - \dot{m}_{5g} \cdot s_{5g}$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_A$
Rectificador	$\dot{I}_R = \dot{m}_{6g} \cdot s_{6g} + \dot{m}_{2Ag} (s_{9g} - s_{2'g}) + \dot{m}_{5g} \cdot s_{5g} - \dot{m}_{4g} \cdot s_{4g}$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_R$

de poligeneración (enfriamiento). Las tablas 3.8- 3.9, muestra las ecuaciones del análisis de energía, masa y destrucción de exergía para el AC, [37,38].

Posteriormente una fracción del agua caliente que abandona el AC (en el caso de la planta acoplada al ORC y KAC) es aprovechada en un tercer proceso (proceso de deshidratación). En el caso de la planta de poligeneración acoplada al GOC el calor residual es aprovechado en este proceso inmediatamente. El calor que cede el agua caliente en este proceso es determinado mediante la Ec. 3.59, mientras que la cantidad de energía requerida para la deshidratación del jitomate se define como una función de la masa de producto a deshidratar y la temperatura de deshidratación, Ec. 3.60 - Ec. 3.61. Para determinar la temperatura de deshidratación se asume que el proceso de deshidratación se efectúa a la temperatura media termodinámica a la que se efectúa la transferencia de calor en el proceso de deshidratación [39,40], Ec. 3.60. Por otra parte, el jitomate fresco contiene un 94 % de agua, por lo que el calor requerido para la deshidratación puede calcularse teniendo en cuenta la masa del producto a deshidratar, la entalpía de vaporización del agua contenida en el jitomate y el tiempo de duración del proceso de deshidratación [41,13], ver Eq. 3.61. Finalmente, las irreversibilidades y destrucción de exergía en el proceso de deshidratación se pueden determinar por la Ec. 3.62 y Ec. 3.63.

$$\dot{Q}_{DEH} = \dot{m}_{11} \cdot Cp (T_{11} - T_{12}) \tag{3.59}$$

Tabla 3.8: Ecuaciones del balance de masa y energía para el AC.

Componente	Masa	Energía
Generador	$\dot{m}_6 = \dot{m}_8$	$\dot{Q}_G = \dot{m}_6 \cdot C_p (T_6 - T_8)$
	$\dot{m}_{3a} \cdot x_{3a} = \dot{m}_{7a} + \dot{m}_{4a} \cdot x_{4a}$	$\dot{m}_{3a} \cdot h_{3a} + \dot{Q}_G = \dot{m}_{7a} \cdot h_{7a} + \dot{m}_{4a} \cdot h_{4a}$
Condensador	$\dot{m}_{7a} = \dot{m}_{8a}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{7a} (h_{7a} - h_{8a})$
	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{20}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{17} \cdot C_p (T_{20} - T_{17'})$
Válvula 1	$\dot{m}_{8a} = \dot{m}_{9a}$	$h_{8a} = h_{9a}$
Evaporador	$\dot{m}_{7a} = \dot{m}_{8a}$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{9a} (h_{10a} - h_{9a})$
	$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{24}$	$\dot{Q}_E = \dot{m}_{24} \cdot C_p (T_{22} - T_{24})$
Bomba	$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_{2a}$	$\dot{W}_P = \dot{m}_{1a} (h_{2a} - h_{1a})$
Absorbedor	$\dot{m}_{6a} + \dot{m}_{10a} = \dot{m}_{1a}$	$\dot{m}_{6a} \cdot h_{6a} + \dot{m}_{10a} h_{10a} = \dot{m}_{1a} \cdot h_{1a} + \dot{Q}_A$
	$\dot{m}_{6a} \cdot x_{6a} + \dot{m}_{10a} = \dot{m}_{1a} \cdot x_{1a}$	
HX	$\dot{m}_{2a} = \dot{m}_{3a}$	$\dot{m}_{2a} \cdot h_{2a} + \dot{m}_{4a} h_{4a} = \dot{m}_{3a} \cdot h_{3a} + \dot{m}_{5a} \cdot h_{5a}$
	$\dot{m}_{5a} = \dot{m}_{4a}$	
Válvula 2	$\dot{m}_{5a} = \dot{m}_{6a}$	$h_{5a} = h_{6a}$

Tabla 3.9: Ecuaciones del balance de destrucción de exergía para el AC.

Componente	Destrucción de exergía
Generador	$\dot{I}_G = \dot{m}_6 \cdot C_p \cdot \ln \left(\frac{T_8}{T_6} \right) + \dot{m}_{7a} \cdot s_{7a} + \dot{m}_{4a} \cdot s_{4a} - \dot{m}_{3a} \cdot s_{3a}$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_G$
Condensador	$\dot{I}_C = \dot{m}_{20} \cdot C_p \cdot \ln \left(\frac{T_{20}}{T_{17'}} \right) + \dot{m}_{8a} (s_{8a} - s_{7a})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_C$
Válvula 1	$\dot{I}_{V-I} = \dot{m}_{9a} (s_{9a} - s_{8a})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{V-I}$
Evaporador	$\dot{I}_E = \dot{m}_{24} \cdot C_p \cdot \ln \left(\frac{T_{24}}{T_{23}} \right) + \dot{m}_{10a} (s_{10a} - s_{9a})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_E$
Bomba	$\dot{I}_p = \dot{m}_{2a} (s_{2a} - s_{1a})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_p$
Absorbedor	$\dot{I}_A = \dot{m}_{17} \cdot C_p \cdot \ln \left(\frac{T_{17'}}{T_{17}} \right) + \dot{m}_{1a} \cdot s_{1a} - \dot{m}_{6a} \cdot s_{6a} - \dot{m}_{10a} \cdot s_{10a}$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_A$
HX	$\dot{I}_{HX} = \dot{m}_{3a} (s_{3a} - s_{2a}) + \dot{m}_{4a} (s_{3a} - s_{4a})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{HX}$
Válvula 2	$\dot{I}_{V-II} = \dot{m}_{6a} (s_{6a} - s_{5a})$
	$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{V-II}$

$$\bar{T}_{DEH} = \frac{T_{11} - T_{12}}{\ln\left(\frac{T_{11}}{T_{13}}\right)} \quad (3.60)$$

$$\dot{Q}_{DEH} = \frac{M_{DEH} \cdot \Delta h_{VAP}}{\Delta t_{DEH}} \quad (3.61)$$

$$\dot{I}_{DEH} = \frac{\dot{Q}_{DEH}}{\bar{T}_{DEH}} + \dot{m}_{11} \cdot C_p \ln\left(\frac{T_{12}}{T_{11}}\right) \quad (3.62)$$

$$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{DEH} \quad (3.63)$$

Después del proceso de deshidratación el agua caliente es recopilada en una cámara de mezclado para reunir el flujo total de agua caliente. En este proceso el agua caliente es mezclada a diferentes temperaturas y sale de la cámara de mezclado para ser enviada al HX-I a una temperatura termodinámica determinada por la Ec. 3.64. Las irreversibilidades y destrucción de exergía son determinadas mediante la Ec. 3.65 y la Ec. 3.66, respectivamente.

$$\dot{m}_{12}T_{12} + \dot{m}_9T_9 = \dot{m}_{13}T_{13} \quad (3.64)$$

$$\dot{I}_{MC} = \dot{m}_{13} \cdot C_p \ln\left(\frac{T_{13}}{T_0}\right) - \dot{m}_9 \cdot C_p \ln\left(\frac{T_9}{T_0}\right) - \dot{m}_{12} \cdot C_p \ln\left(\frac{T_{12}}{T_0}\right) - \left[\dot{m}_7 \cdot C_p \ln\left(\frac{T_7}{T_0}\right)\right]_{ORC\&KAC}^{ONLY} \quad (3.65)$$

$$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{MC} \quad (3.66)$$

Cuando el agua caliente completa el ciclo en cascada la planta de poligeneración ha logrado convertir mediante los componentes principales los tres productos de la planta de poligeneración (electricidad, enfriamiento y calor de deshidratación). En el caso del enfriamiento generado por la máquina de absorción y el GOC, este es aprovechado en una cámara de conservación. El flujo másico del circuito de agua fría se obtiene mediante la Ec. 3.67, las irreversibilidades ocurridas en el proceso de transferencia de calor mediante la Ec. 3.68 y la Ec. 3.69, mientras que la destrucción de exergía de la cámara de conservación es determinada por la Ec. 3.70.

$$\dot{m}_{22} = \frac{\dot{Q}_E}{C_p(T_{22} - T_{24})} \quad (3.67)$$

$$\dot{I}_{CS} = \dot{m}_{22} \cdot Cp \left(\frac{T_{22}}{T_{24}} \right) - \frac{\dot{Q}_E}{\bar{T}_{CS}} \quad (3.68)$$

$$\bar{T}_{CS} = \frac{T_{22} - T_{24}}{\ln \left(\frac{T_{22}}{T_{24}} \right)} \quad (3.69)$$

$$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{CS} \quad (3.70)$$

Finalmente, para lograr la producción de la electricidad y frío los componentes principales integradas en la planta de poligeneración requieren disipar el calor de condensación en el caso del ORC y KAC, el calor del absorbedor en el caso del GOC y el calor de condensación y el calor del absorbedor en el caso del AC. Esta disipación de calor se efectúa en la torre de enfriamiento de la planta de poligeneración, Ec. 3.71 y Ec. 3.72, mientras que las irreversibilidades y destrucciones de exergía asociadas a esta disipación de calor se evalúan por la Ec. 3.73-Ec. 3.74.

$$\dot{Q}_{CT} = (\dot{m}_{18} + \dot{m}_{17}) \cdot Cp (T_{21} - T_{15})_{ORC\&KAC} \quad (3.71)$$

$$\dot{Q}_{CT} = \dot{m}_{18} \cdot Cp (T_{21} - T_{15})_{GOC} \quad (3.72)$$

$$\dot{I}_{CT} = \frac{\dot{Q}_{CT}}{T_0} + (\dot{m}_{18} + \dot{m}_{17}) \cdot Cp \ln \left(\frac{T_{15}}{T_{21}} \right)_{ORC\&KAC} \quad (3.73)$$

$$\dot{E}_D = T_0 \cdot \dot{I}_{CT} \quad (3.74)$$

Parámetros para evaluar el desempeño termodinámico

La primera ley de la termodinámica proporciona una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de energía y sus interacciones. Mediante la segunda ley se puede cuantificar la perfección de un proceso termodinámico y señalar la dirección para eliminar imperfecciones. Mediante la primera ley de la termodinámica se pueden determinar las prestaciones energéticas de la planta de poligeneración y sus componentes (ORC, KAC, GOC AC, etc.), y mediante la segunda ley de la termodinámica se pueden determinar los límites de rendimiento de la planta de poligeneración y sus componentes. La Tabla 9, muestra los parámetros de desempeño termodinámico por primera y segunda ley de la termodinámica

Tabla 3.10: Parámetros para estimar el rendimiento termodinámico.

Ciclo termodinámico	1ra ley de la termodinámica	2da ley de la termodinámica
ORC	$\eta_I = \frac{\dot{W}_{ORC}}{\dot{Q}_{ORC}}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{ORC}}{\dot{m}_3 \cdot C_p \left[(T_3 - T_4) - T_0 \ln \left(\frac{T_3}{T_4} \right) \right]}$
KAC	$\eta_I = \frac{\dot{W}_{KAC}}{\dot{Q}_E + \dot{Q}_{PH}}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{KAC}}{\dot{m}_3 \cdot C_p \left[(T_3 - T_4) - T_0 \ln \left(\frac{T_3}{T_4} \right) \right]}$
GOC	$\eta_I = \frac{\dot{W}_{GOC} + \dot{Q}_C}{\dot{Q}_B}$	$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{GOC}}{\dot{m}_3 \cdot C_p \left[(T_3 - T_4) - T_0 \ln \left(\frac{T_3}{T_4} \right) \right]}$
AC	$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G}$	$ECOP = \frac{\dot{Q}_E \left(1 - \frac{T_0}{T_{CS}} \right)}{\dot{m}_3 \cdot C_p \left[(T_3 - T_4) - T_0 \ln \left(\frac{T_3}{T_4} \right) \right]}$

de la planta de poligeneración y sus componentes.

Parámetros de transferencia de calor Las tecnologías que conforman la planta de poligeneración están compuestas por componentes que implican transferencia de calor para lograr transformar el recurso primario de activación de la planta de poligeneración (energía térmica) en productos. Dicha transferencia de calor se efectúa en los intercambiadores de calor de los componentes. Con la finalidad de obtener una estimación de las áreas de transferencia de calor de los componentes que integran el ORC, GOC, KAC, GOC y AC se ha utilizado el enfoque en base a la capacidad de transferencia de calor UA [42,43]. Utilizando la capacidad de transferencia de calor para la estimación de las áreas de transferencia de calor el flujo de calor en los componentes queda definido de manera general en términos de la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (DMLT) [44], Ecs. 3.75 y 3.76.

$$\dot{Q} = (UA) \cdot DMLT \quad (3.75)$$

$$DMLT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.76)$$

Es necesario abordar que en los intercambiadores de calor que conforman los componentes de la planta de poligeneración puede generarse durante el proceso de transferencia de calor un pinch-point de temperatura, ya que las corrientes frías o calientes dentro del intercambiador de calor pueden experimentar un cambio de fase, sobrecalentarse o enfriarse por debajo de la temperatura de su punto de rocío. Debido a que se puede generar cruces de temperatura durante el proceso de transferencia de calor el método de la DMLT no es aplicable [25], por lo que se debe tener en consideración que no existan cruces de temperatura al aplicar el método DMLT para el diseño de intercambiadores de calor. En el estudio presentado en este trabajo

Tabla 3.11: Balances de energía de los intercambiadores de calor del ORC por el enfoque UA.

Componente	ΔT [°C]	DMLT [°C]	UA [kW/°C]
Evaporador	$\Delta T_{1E} = T_3 - T_{1r}$	$DMLT_E = \frac{\Delta T_{1E} - \Delta T_{2E}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1E}}{\Delta T_{2E}}\right)}$	$(UA)_E = \frac{\dot{Q}_E}{DMLT_E}$
	$\Delta T_{2E} = T_4 - T_{4r}$		
Condensador	$\Delta T_{1C} = T_{2r} - T_{19}$	$DMLT_C = \frac{\Delta T_{1C} - \Delta T_{2C}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1C}}{\Delta T_{2C}}\right)}$	$(UA)_C = \frac{\dot{Q}_C}{DMLT_C}$
	$\Delta T_{1C} = T_{3r} - T_{18}$		

Tabla 3.12: Balances de energía de los intercambiadores de calor del KAC por el enfoque UA.

Componente	ΔT [°C]	DMLT [°C]	UA [kW/°C]
Evaporador	$\Delta T_{1E} = T_{3'} - T_{8k}$	$DMLT_E = \frac{\Delta T_{1E} - \Delta T_{2E}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1E}}{\Delta T_{2E}}\right)}$	$(UA)_E = \frac{\dot{Q}_E}{DMLT_E}$
	$\Delta T_{2E} = T_3 - T_{9k}$		
Precalentador	$\Delta T_{1PH} = T_4 - T_{7k}$	$DMLT_{PH} = \frac{\Delta T_{1PH} - \Delta T_{2PH}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1PH}}{\Delta T_{2PH}}\right)}$	$(UA)_{PH} = \frac{\dot{Q}_{PH}}{DMLT_{PH}}$
	$\Delta T_{1PH} = T_{3'} - T_{8k}$		
Condensador	$\Delta T_{1C} = T_{5k} - T_{19}$	$DMLT_C = \frac{\Delta T_{1C} - \Delta T_{2C}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1C}}{\Delta T_{2C}}\right)}$	$(UA)_C = \frac{\dot{Q}_C}{DMLT_C}$
	$\Delta T_{2C} = T_{6k} - T_{18}$		

se ha verificado que no existan cruces de temperatura durante los proceso de transferencia de calor para la estimación de las áreas de transferencia de calor. Con la finalidad de realizar una comparativa termodinámica en diseño de los ciclos ORC, KAC y GOC, se han utilizado las temperaturas de los extremos de los equipos con transferencia de calor para todos los casos de los ciclos termodinámicos a la planta de poligeneración. Ponce et al., han utilizado el método DMLT para la obtención del área de transferencia de calor de un KAC [45] y Pollet et al. [46], para un ORC. Los balances de energía de los intercambiadores de calor se definen en la Tabla 10.

Obteniendo la capacidad de transferencia de calor (UA) se puede tener una estimación

Tabla 3.13: Balances de energía de los intercambiadores de calor del GOC por el enfoque UA.

Componente	ΔT [°C]	DMLT [°C]	UA [kW/°C]
Boiler	$\Delta T_{1B} = T_3 - T_{4g}$	$DMLT_B = \frac{\Delta T_{1B} - \Delta T_{2B}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1B}}{\Delta T_{2B}}\right)}$	$(UA)_B = \frac{\dot{Q}_B}{DMLT_B}$
	$\Delta T_{2B} = T_4 - T_{3g}$		
Rectificador	$\Delta T_{1R} = T_{6g} - T_{2Ag}$	$DMLT_R = \frac{\Delta T_{1R} - \Delta T_{2R}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1R}}{\Delta T_{2R}}\right)}$	$(UA)_R = \frac{\dot{Q}_R}{DMLT_R}$
	$\Delta T_{2R} = T_{4g} - T_{8g}$		
Enfriador	$\Delta T_{1E} = T_{24} - T_{7g}$	$DMLT_E = \frac{\Delta T_{1E} - \Delta T_{2E}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1E}}{\Delta T_{2E}}\right)}$	$(UA)_E = \frac{\dot{Q}_E}{DMLT_E}$
	$\Delta T_{2E} = T_{23} - T_{8g}$		
Absorbedor	$\Delta T_{1A} = T_{1g} - T_{18}$	$DMLT_A = \frac{\Delta T_{1A} - \Delta T_{2A}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1A}}{\Delta T_{2A}}\right)}$	$(UA)_C = \frac{\dot{Q}_C}{DMLT_C}$
	$\Delta T_{2A} = T_{12g} - T_{21}$		
RHX	$\Delta T_{1RHX} = T_{10g} - T_{2g}$	$DMLT_{RHX} = \frac{\Delta T_{1RHX} - \Delta T_{2RHX}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1RHX}}{\Delta T_{2RHX}}\right)}$	$(UA)_{RHX} = \frac{\dot{Q}_{RHX}}{DMLT_{RHX}}$
	$\Delta T_{2RHX} = T_{6g} - T_{2Bg}$		

Tabla 3.14: Balances de energía de los intercambiadores de calor del AC por el enfoque UA.

Componente	ΔT [°C]	DMLT [°C]	UA [kW/°C]
Generador	$\Delta T_{1G} = T_8 - T_{3a}$	$DMLT_G = \frac{\Delta T_{1G} - \Delta T_{2G}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1G}}{\Delta T_{2G}}\right)}$	$(UA)_G = \frac{\dot{Q}_G}{DMLT_G}$
	$\Delta T_{2G} = T_6 - T_{7a}$		
Condensador	$\Delta T_{1C} = T_{7a} - T_{20}$	$DMLT_C = \frac{\Delta T_{1C} - \Delta T_{2C}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1C}}{\Delta T_{2C}}\right)}$	$(UA)_C = \frac{\dot{Q}_C}{DMLT_C}$
	$\Delta T_{1C} = T_{8a} - T_{17'}$		
Evaporador	$\Delta T_{1E} = T_{23} - T_{10a}$	$DMLT_E = \frac{\Delta T_{1E} - \Delta T_{2E}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1E}}{\Delta T_{2E}}\right)}$	$(UA)_E = \frac{\dot{Q}_E}{DMLT_E}$
	$\Delta T_{1E} = T_{24} - T_{9a}$		
Absorbedor	$\Delta T_{1A} = T_{6a} - T_{17'}$	$DMLT_A = \frac{\Delta T_{1A} - \Delta T_{2A}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1A}}{\Delta T_{2A}}\right)}$	$(UA)_A = \frac{\dot{Q}_A}{DMLT_A}$
	$\Delta T_{2A} = T_{19} - T_{17}$		
HX	$\Delta T_{1A} = T_{5a} - T_{2a}$	$DMLT_{HX} = \frac{\Delta T_{1HX} - \Delta T_{2HX}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1HX}}{\Delta T_{2HX}}\right)}$	$(UA)_{HX} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{DMLT_{HX}}$
	$\Delta T_{2A} = T_{4a} - T_{3a}$		

del área de transferencia de calor a partir del coeficiente global de transferencia de calor U. Debido a lo anterior, se ha realizado una revisión de los coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos y utilizados en diferentes investigaciones. Para el caso del ORC (evaporador y condensador) los coeficientes utilizados son los obtenidos por Kim et al. [47], y Capata et al, [48]. Donde el coeficiente de transferencia de calor para un evaporador de placas de un ORC con fluido de trabajo R245fa oscila aproximadamente de 2.5-2.77 kW/m²K y el coeficiente global de transferencia de calor de un condensador de placas de un ORC es de aproximadamente 2.87 kW/m²K. En el caso del KAC se asume el valor de coeficiente global de transferencia de calor (valor U) de 1 kW/m²K para el evaporador, 1.1 kW/m² K para el condensador y 0.8 kW/m²K para el precalentador [31,49]. En el caso del GOC se han asumido el valor de los coeficientes globales de transferencia de calor de un ciclo de refrigeración por absorción del par de trabajo NH₃-H₂O. Donde el (valor U) del es del boiler es de 1.2 kW/m²K, el del condensador de 1.1 kW/m²K, el del HX de 1.8 kW/m²K, el del absorbedor de 0.785 kW/m²K, el del rectificador de 0.2 kW/m²K y el del evaporador de 1.2 kW/m²K [50]. En el caso de los componentes del AC que operan con el par de trabajo bromuro de lito agua (BrLi-H₂O) el valor para el coeficiente global de transferencia de calor se asume en el rango de 0.625-2.98 kW/m²K [51].

Otro componente en el que influye el área de transferencia de calor y el coeficiente global de transferencia de calor es la cámara de conservación (todas las caras de la cámara en las diferentes orientaciones). Con la finalidad de obtener el volumen necesario para el aprovechamiento de la carga frigorífica producida por el AC o el GOC se han estimado las dimensiones características de diseño de la cámara de conservación en función de las ganancias de calor por las paredes, por la carga térmica del producto y por la ganancia de calor debida a la

renovación de aire. La estimación de la ganancia de calor por las paredes se ha realizado en función por las diferencias de temperaturas entre el interior de la cámara y la temperatura exterior , donde esté parámetro sustituye a en la Ec. (26). Además de que la carga de calor depende también de los materiales de construcción de las paredes, piso y techo del espacio refrigerado, el área de la superficie y el movimiento del aire dentro o fuera de la cámara de conservación. Es común para el diseño de cámaras de conservación considerar condiciones de aire inmóvil en el interior ($h_s=10 \text{ W/m}^2\text{K}$) y movimiento moderado en el exterior ($h_0=30 \text{ W/m}^2\text{K}$). Para la determinación de las características de la cámara de conservación aptas para el aprovechamiento del frío generado por el AC o GOC, se ha considerado que la cámara será construida de poliuretano de 0.075m de espesor y se ha fijado una altura de 3m, así como una relación de largo/ancho=0.828. El coeficiente global de transferencia de calor entre el aire interior, material de la cámara y aire exterior se puede determinar mediante la Ec. 3.77, [52].

$$U_{CS} = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{\Delta x}{k_p} + \frac{1}{h_0}} \quad (3.77)$$

La ganancia térmica por renovación de aire es función del volumen de la cámara y el número de renovaciones de aire, para el presente estudio se ha asumido un número de renovaciones típico de 5, [53]. Por otra parte, la ganancia térmica a través de las paredes debida a la temperatura exterior y la ganancia de calor por renovación de aire son muy pequeñas comparadas con la ganancia de calor dentro de la cámara de conservación debida al producto a conservar. En el análisis se ha considerado conservar jitomates para obtener una estimación más aproximada del volumen real de la cámara de conservación. Debido a que solamente se va realizar la conservación del jitomate, solamente se debe determinar la carga de refrigeración del producto antes de congelar, la cual es función del calor específico del jitomate (3.98 kJ/kg), de la diferencia de temperaturas del jitomate antes de la refrigeración y la temperatura de conservación y del flujo de masa del jitomate. Una vez evaluados las ganancias de calor en la cámara de conservación se puede estimar el volumen de la cámara tomando como referencia un peso y tamaño típicos entre; 70-100g y 4.7-6.7cm [54]. Finalmente, cabe resaltar que utilizar el producto frío en los jitomates no guarda ninguna relación con los jitomates a deshidratar, es decir, se trata de procesos diferentes. Esto debido a que utilizar los jitomates refrigerados en el deshidratador implicaría el consumo de una mayor cantidad de energía en el proceso de deshidratación.

3.3.4. Modelo económico

Costos de inversión

Esta parte incluye las ecuaciones básicas para determinar la viabilidad económica de la planta de poligeneración acoplada a los ciclos ORC, GOC y KAC. El análisis de la viabilidad económica es estructurado en función de los costos de inversión de los componentes de la planta de poligeneración, de los beneficios por venta de los productos de la planta (electricidad, enfriamiento y jitomate deshidratado), así como de los costos de operación y mantenimiento de la planta de poligeneración. La valoración de estos costos y beneficios hace posible la determinación de la viabilidad económica, a través, de los indicadores económicos como; el Valor Presente Neto (NPV) y periodo de recuperación de la inversión (SRP).

Para comenzar con el análisis de la viabilidad económica primeramente se tienen que determinar los costos de inversión. La energía geotérmica de activación de la planta se obtiene de un pozo geotérmico con una profundidad típica para recursos geotérmicos de bajo grado de temperatura (200 m), mientras que la reinyección se asume que se realiza en un pozo geotérmico con una profundidad típica de 70 m de profundidad. Los costos de inversión para los pozos geotérmicos con profundidades entre los 70-400 m, se pueden estimar a partir de la Ec. 3.15- Ec. 3.44 [13,55].

Con el propósito de obtener la estimación del costo de inversión del intercambiador de calor de placas (HX-I), se puede estimar mediante la ecuación de estimación de costos del evaporador y condensador del ORC (ver Tabla 11). En el mismo sentido de obtener los costos de inversión de las tecnologías candidatas para la generación eléctrica se utilizan las ecuaciones mostradas en la Tabla 3.15 [41]. Los costos de inversión de los equipos intercambiadores de calor se estiman en función del área de transferencia de calor y del tipo de intercambiador de calor, mientras que los costos de inversión en turbinas y bombas se estiman principalmente en función de la potencia. Sin embargo, los costos de inversión también son función de otros parámetros como son; la manufactura, instrumentación y control, materiales, y arreglos de conexiones entre equipos, etc., [56,57]. Por otra parte, debido a que el GOC es un ciclo termodinámico del que existen pocas unidades experimentales en el mundo [58,59], y con la finalidad de realizar una comparativa económica entre los ciclos ORC, KAC y GOC, se han considerado las mismas ecuaciones de estimación de costos del KAC, para la estimación de costos del GOC. Esto por la similitud de los componentes intercambiadores de calor y expansor que operan con el mismo par de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

En la Tabla 3.15, aparecen las ecuaciones para estimar los costos de los componentes

Tabla 3.15: Ecuaciones de costo para los diferentes componentes de los ciclos ORC, GOC, KAC.

Ciclo termodinámico	Equipo	Ecuación de costo (costo en USD, Área en m ² y potencia en kW)
ORC	Turbina	$300 \cdot \left[1 + 5 \cdot \exp\left(\frac{T-866}{10.42}\right) \right] \cdot \left[1 + \left(\frac{1-0.953}{1-\eta_T}\right) \right] \cdot \dot{W}_T$
	Bomba	$623 \cdot \dot{W}_p^{0.71} \cdot \left[1 + \left(\frac{1-0.8}{1-\eta_P}\right) \right]$
	Evaporador y Condensador (intercambiadores de calor de placas)	$2000 \cdot A$
KAC	Turbina	$4405 \cdot \dot{W}_T$
	Bomba	$1120 \cdot \dot{W}_p^{0.8}$
	Evaporador, precalentador, condensador (coraza y tubos)	$32800 \cdot \left(\frac{A}{80}\right)^{0.68}$
ORC, GOC & KAC	Generador y auxiliares eléctricos	$10 \times 10^6 \cdot \left(\frac{\dot{W}_g}{160 \times 10^3}\right)^{0.7}$

intercambiadores de calor, expansor, bombas y generadores, a excepción de las válvulas de expansión que para fines de este trabajo no se han considerado debido a que no se encontró información en la bibliografía de libre acceso en relación con los costos de estos componentes y tampoco se obtuvo respuesta de cotización por parte de fabricantes para realizar alguna estimación de estos componentes. En el mismo sentido, los costos de inversión debidos a válvulas de expansión en los ciclos KAC, GOC, y AC son un porcentaje muy pequeño del costo de inversión respecto a otros componentes de los ciclos anteriormente mencionados. Por otra parte, es complicado encontrar ecuaciones para estimar el costo del separador del KAC, sin embargo, mediante los resultados obtenidos por Mehri et, al [60], se puede estimar que el costo del separador es de aproximadamente 18.6 % del costo total de inversión del KAC. Por otra parte, en relación a la estimación de costos del AC se ha asumido que los equipos intercambiadores de calor son del tipo carcasa y tubos por lo que se emplea la misma ecuación de costo que para los intercambiadores de calor del KAC.

Una vez determinados los costos de inversión de las tecnologías candidatas para la generación de energía eléctrica y el AC se procede a realizar una estimación del costo del deshidratador. Es difícil encontrar en la literatura de libre acceso costos de deshidratadores activados mediante agua caliente, que es el caso del deshidratador acoplado a la planta de poligeneración. Generalmente los costos de los deshidratadores encontrados varían demasiado en función de la capacidad de deshidratación y los materiales utilizados [61]. Para el análisis presentado, se ha contactado personalmente con un fabricante de deshidratadores geotérmicos con capacidades semejantes al deshidratador acoplado a la planta de poligeneración. En este caso para deshidratadores del orden de los 40 kWt el costo unitario del deshidratador por kWt se encuentra en aproximadamente 500 \$/kW.

En orden de obtener la estimación de los costos de inversión de las tecnologías auxiliares de la planta de poligeneración se procede con la estimación de los costos de inversión de la torre de enfriamiento y la cámara de congelación. El costo de inversión por unidad de calor rechazado para una torre de enfriamiento húmeda se encuentra en el orden de 30 \$/kW [62]. Mientras que el costo unitario de la cámara de conservación puede ser estimado a partir del volumen de la cámara y materiales de construcción. El costo de inversión de una cámara de conservación se encuentra en aproximadamente 500 \$/m³. Finalmente, el costo total para para la planta de poligeneración con un ORC y un KAC acoplados se estima mediante la Ec. 3.78., mientras que el costo de inversión de la planta de poligeneración acoplada al GOC se obtiene mediante la Ec. 3.79.

$$C_{TOT} = C_{GW} + C_{HX} + C_{ORC}^{KAC} + C_{AC} + C_{DEH} + CS + C_{CT} + C_{RW} \quad (3.78)$$

$$C_{TOT,GOC} = C_{GW} + C_{HX} + C_{GOC} + C_{DEH} + C_{CS} + C_{CT} + C_{RW} \quad (3.79)$$

Para la viabilidad económica es necesario determinar el costo de inversión anualizado Ec. 3.21, este costo representa el costo anual de inversión del sistema bajo una tasa de interés y la vida útil esperada. En el presente análisis se asume una tasa de interés (i) del 10 % y una vida útil de todos los componentes de la planta de poligeneración (N) de 20 años [17].

Ingresos por venta de productos

La planta de poligeneración a través de la integración de sus tecnologías logra la producción de tres productos; electricidad, frio y jitomate deshidratado. Si bien para realizar un balance de los beneficios por la venta de productos se tienen que anualizar los ingresos de la planta de poligeneración por concepto de venta de electricidad, frio y jitomate deshidratado. En este estudio se ha asumido un tiempo de operación (top) de 7446 h correspondiente a una disponibilidad de operación de todos los componentes de la planta de un 85 %, [63].

La electricidad generada por el ORC, KAC o GOC (1er producto) se asume que es vendida a la red eléctrica donde el costo unitario por venta de electricidad se asume en 0.08 \$/kWh [55]. El ingreso por venta de electricidad depende del tiempo de operación y de la potencia generada, Ec.3.22 - Ec. 3.23:

El ingreso por venta de frio (2do producto) se evalúa asumiendo que el frio generado por el AC o el GOC corresponde a la electricidad evitada consumir por una máquina de refrigeración por compresión convencional con un COP típico de 4, [64], lo que corresponde a una relación de consumo de potencia eléctrica por unidad de potencia de frio de 0.25 kWe/kWf. El ingreso por venta de frio para la cámara de conservación queda en función de la potencia frigorífica, Ec. 3.80:

$$IN_{COLD} = 0,25 \cdot \dot{Q}_E \cdot t_{op} \cdot C_{U/EL} \quad (3.80)$$

El último producto de la planta de poligeneración es debido a la venta de jitomate deshidratado (3er producto). Sin embargo, para lograr obtener el jitomate deshidratado se tienen que contemplar en el análisis económico la compra de jitomate fresco, Ec. 3.48-Ec. 3.49. El precio de compra del jitomate fresco es considerado en este análisis de 0.5 USD/kg, mientras que el precio de venta del jitomate seco se asume de 10 USD/kg, basados en precio del mercado [13].

Finalmente, a partir de los ingresos por la venta de los productos de la planta de poli-

generación se puede obtener el beneficio anual, Ec. 3.81, que difiere de la Ec. por no incluir la compra del agua purificada para la producción de hielo. Esto debido a que la energía frigorífica producida por la AC tiene solamente las características de enfriamiento y no de producción de hielo.

$$CF = (IN_{EL} + IN_{COLD} + IN_{DEH})_{Productos} - (C_{ANNUAL} + C_{O\&M} + EG_{DEH}) \quad (3.81)$$

Donde CO&M, son los costos de operación y mantenimiento que para fines de este análisis se pueden estimar mediante la Ec. 3.82. Para plantas geotérmicas con recurso de activación de bajo grado de temperatura (ORC, KAC, etc.) oscilan en los 0.012 \$/kWh [65,66].

$$C_{O\&M} = \dot{W}_{cycle} \cdot t_{op} \cdot C_{U/O\&M} \quad (3.82)$$

Indicadores económicos

De acuerdo con la información descrita proveniente un beneficio anual positivo indica una posible viabilidad económica favorable, sin embargo para tener la certeza de que la viabilidad sea favorable es necesario aplicar en el análisis indicadores económicos como el NPV y SRP [68], Ec. 3.30 y Ec. 3.31, presentadas en la Sección 3.1. A medida que aumenta positivamente el NPV y a medida que el SRP disminuye, la viabilidad económica se incrementa.

Para el análisis de la viabilidad económica de la planta de poligeneración, todos los costos obtenidos se actualizaron para representar el costo equivalente para el año 2017 mediante el uso del índice de actualización Marshall & Swift [67-72].

3.4. Resultados y discusiones

3.4.1. Resultados de la configuración conceptual de la planta de poligeneración

El software EES® se utilizó para resolver las ecuaciones de energía y del modelo económico presentado en la Sección, teniendo como variable de entrada la energía eléctrica ORC, WE. Para el sistema, se supone un tiempo de funcionamiento de 8760 horas y una disponibilidad del equipo del 85 %. El porcentaje de costo de inversión (PTC) para el tercer nivel en cascada es del 25 %. La tasa de interés (i) es del 10 % con una vida útil del equipo (N) de 20 años.

Tabla 3.16: Productos de sistemas integrados basados en la alternativa A1101.

\dot{W}_E	\dot{Q}_{ORC}	\dot{m}_{GEO}	\dot{Q}_{COLD}	\dot{m}_{ICE}	\dot{Q}_{UD}	C_{TOT}	SRP	NPV
[kWe]	[kWt]	[kg/s]	[kWf]	[Ton]	[kWt]	[MUSD]	[Año]	[MUSD]
25	227.3	1.526	38.47	1.774	89.6	1.53	-16.75	-0.957
50	454.5	3.051	76.94	3.549	179	1.61	393	-0.154
75	681.8	4.577	115.4	5.323	269	1.70	17.1	0.648
100	909.1	6.102	153.9	7.097	358	1.78	9.14	1.45
125	1136	7.628	192.4	8.872	448	1.87	6.43	2.25
150	1364	9.154	230.8	10.65	537	1.95	5.06	3.06
175	1591	10.68	269.3	12.42	627	2.04	4.23	3.86
200	1818	12.2	307.8	14.19	716.4	2.12	3.674	4.66
225	2045	13.73	346.2	15.97	805.9	2.20	3.278	5.47
250	2273	15.26	384.7	17.74	895.5	2.29	2.98	6.27

Mientras tanto, el costo de operación y mantenimiento (C_{OM}) es el 10 % del costo de inversión anual. El costo unitario de la biomasa ($UC_{Biomass}$) es de 0.05 USD/kg correspondiente a las briquetas de madera [73]. El costo del agua para la producción de hielo (EG_{H_2O}) se toma como 3 USD/m³. Para los productos del sistema en cascada, se consideró un precio unitario de electricidad (UC_{EL}) de 0.08 USD/kWh, para el hielo (UC_{Ice}) un precio de 0.15 USD/kg y un precio unitario para energía térmica (UC_{HW}) de 0.016 USD/kWh. Con respecto a las tecnologías de calor suplementarias, se contempla el costo de los colectores solares PTC y FLC de 250 USD/m² y 200 USD/m², respectivamente [74]. A partir de estos datos, se obtiene el modelo energético y económico para cada alternativa (A_{xxxx}). En general, los resultados para las diferentes alternativas de uso en cascada de la energía geotérmica se presentan para cada escenario de recurso geotérmico (A1, A2 y A3).

En primer lugar, los resultados de la alternativa A1101 con un recurso geotérmico que tiene una temperatura de 125 °C, no requieren calor suplementario como se muestra en la Tabla 3.16. En dicha Tabla, se pueden observar los valores para los principales flujos de energía, el flujo másico de agua geotérmica e Indicadores de la viabilidad económica. En este caso, para cualquier potencia ORC hay un aumento de eficiencia al conectar en cascada la energía geotérmica, pero desde el punto de vista económico, el sistema comienza a ser rentable justo después de un valor de 75 kWe.

El escenario A2 del recurso geotérmico, tiene valores similares al escenario A1, particularmente las alternativas A2111, A2121, A2131. Esto se debe a la temperatura de los recursos geotérmicos de este escenario ($T=92$ °C) se incrementa a la temperatura del escenario A1 por medio de energía suplementaria. Para este escenario, la alternativa A2202, que utiliza

Tabla 3.17: Productos de sistemas integrados basados en la alternativa A2202.

\dot{W}_E	\dot{Q}_{ORC}	\dot{m}_{GEO}	\dot{Q}_{COLD}	\dot{m}_{ICE}	\dot{Q}_{UD}	C_{TOT}	SRP	NPV
[kWe]	[kWt]	[kg/s]	[kWf]	[Ton]	[kWt]	[MUSD]	[Año]	[MUSD]
25	277.8	5.081	63.9	2.947	149	1.56	-44.83	-0.480
50	555.6	10.16	127.8	5.894	298	1.68	14.3	0.801
75	833.3	15.24	191.7	8.841	447	1.79	6.65	2.08
100	1111	20.33	255.6	11.79	595	1.90	4.52	3.36
125	1389	25.41	319.5	14.74	744	2.02	3.52	4.64
150	1667	30.49	383.4	17.68	893	2.13	2.94	5.92
175	1944	35.57	447.3	20.63	104	2.25	2.56	7.20
200	2222	40.65	511.2	23.58	1191	2.36	2.295	8.49
225	2500	45.73	575.1	26.52	1340	2.48	2.096	9.77

directamente el recurso geotérmico, muestra diferentes valores de los flujos de energía y los indicadores económicos. La Tabla 3.17, muestra los principales resultados para esta alternativa. En este caso, se puede ver que el sistema comienza a ser rentable a partir de 50 kWe.

Los resultados para el recurso geotérmico del escenario A3 son similares en términos energéticos a los de los escenarios A1 y A2. La única diferencia es el calor suplementario proporcionado, el aumento del costo de inversión y los diferentes valores de los indicadores de viabilidad económica. En las alternativas A3111, A3121 y A3131, se aumenta la temperatura del recurso geotérmico A3 de 80 °C a 125 °C, por lo que los resultados obtenidos tienen valores similares a los valores mostrados en la Tabla 3.16. Para las alternativas A3212, A3222 y A3232, en las que se aumenta la temperatura del recurso geotérmico A3 de 80 °C a 92 °C, se exhiben valores similares a los de la Tabla 3.17. La principal diferencia está asociada con el calor suplementario y la tecnología considerada para ese propósito. Esto representa un aumento del costo de inversión y la modificación de los indicadores económicos. Por lo tanto, debido a este aumento del costo de inversión, la potencia mínima para que el sistema sea rentable es de 150 kWe.

La Figura 3.12, muestra los comportamientos típicos del sistema multiproducto, considerando diferentes potencias para la máquina ORC en el rango de 25 a 250 kWe. En particular, se presentan tres columnas para las alternativas representativas de cada escenario; A1101, A2202 y A3121. Se puede ver que la cantidad de hielo producido en cada alternativa oscila entre 3 y 30 toneladas por día (primer conjunto de bloques para cada alternativa). También se presenta, en el segundo conjunto bloques, la energía térmica disponible para el tercer nivel de la cascada. El tercer, cuarto y quinto conjunto de bloques, muestran indicadores económicos y costos de inversión. Observando que, aunque la capacidad del sistema en cascada

aumenta (a medida que aumenta la potencia de la máquina ORC) junto con el costo de inversión, la rentabilidad mejora considerablemente, lo que representa más oportunidades de éxito económico. Además, en el tercer conjunto de gráficos que muestran SRP, se puede ver la potencia mínima de ORC que alcanza la viabilidad económica utilizando este indicador; 75 kWe, 50 kWe y 150 kWe, respectivamente.

Debido a la similitud de resultados obtenidos con diferentes potencias del ORC, se ha seleccionado arbitrariamente una potencia de 125 kWe para fines de descripción y comparación para cada alternativa. La Tabla 4 muestra los flujos de energía, el flujo de masa geotérmica, el rendimiento general del sistema, los indicadores económicos y el costo inversión. Se puede apreciar que la eficiencia general del sistema varía en el rango de 21.65 %-36.72 %, siendo la alternativa A2202 la que tiene las condiciones económicas más favorables. La alternativa A2202 presenta el mayor valor de VPN, mayor valor en la cantidad de hielo producido, calor para el tercer nivel y menor SRP. Sin embargo, la alternativa A2202 tiene un valor del 33.82 % para la eficiencia general justo debajo de la alternativa A1101 con una eficiencia del 36.72 % que representa la alternativa con la condición energética más favorable. En la Tabla 3.18, se muestra más claramente el efecto del calor suplementario y los cambios en los indicadores económicos. Teniendo en cuenta estos resultados, se pueden observar las ventajas y desventajas de una alternativa sobre otra. Por ejemplo, la alternativa A1101 que opera con un recurso de 125 °C sin la adición de calor suplementario tiene una mayor eficiencia y menor costo de inversión que otras alternativas. La alternativa A2111 que funciona con calor suplementario (PTC) y un recurso geotérmico de 92 °C aumenta la producción de hielo con un corto período de recuperación de la inversión (SRP).

3.4.2. Resultados de la configuración preliminar y capacidades nominales de la planta de poligeneración

Para la solución del modelo económico y energético, de la configuración preliminar se ha utilizado el software EES®[®], utilizando la potencia de la máquina ORC como dato de entrada. Para el sistema, se consideran los mismos valores para la solución del modelado energético y económico que en el análisis de alternativas conceptuales Subsección 3.4.1. Solamente difieren los costos de compra de los productos agrícolas que varían según el producto. En este caso, el precio de compra promedio del aguacate en el mercado mexicano es de 0.8 USD/kg, el chile verde 1.4 USD/kg y los tomates frescos 0.5 USD/kg [55]. Para cada producto del sistema en cascada hay un precio unitario de electricidad (UC_{EL}) de 0.08 USD/kWh, para hielo (UC_{Ice}) un precio de 0.15 USD/kg y para los productos deshidratados un precio unitario de 6.95

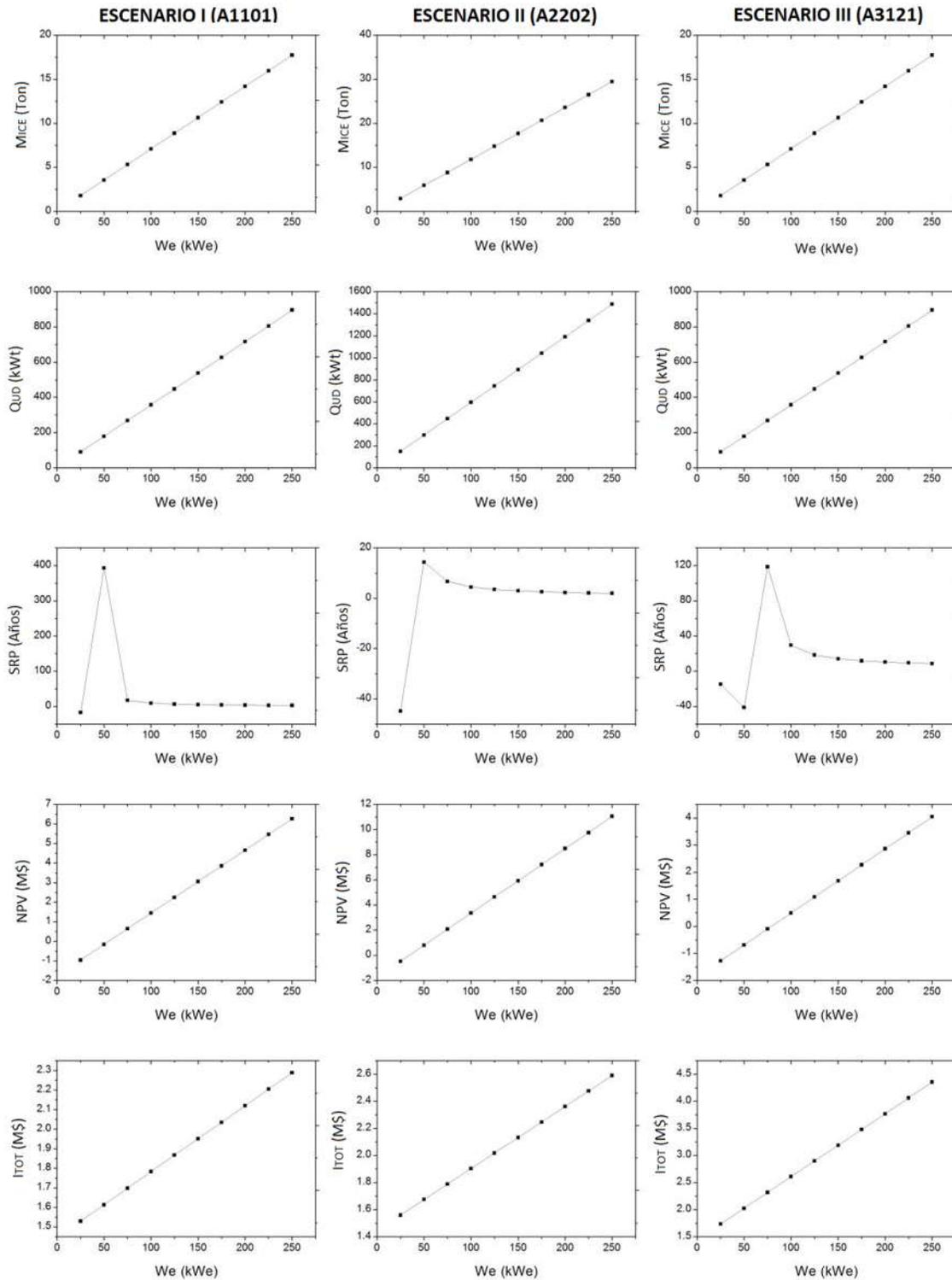


Figura 3.12: Comportamientos típicos de alternativas integradas.

Tabla 3.18: Resultados para todas las alternativas considerando una potencia de 125 kWe.

ALT.	\dot{Q}_{SUPP}	\dot{Q}_{COLD}	m_{ICE}	\dot{Q}_{UD}	η	SPR	NPV	C_{TOT}
	[kWt]	[kWf]	[Tonne]	[kWt]	[%]	[Año]	[MUSD]	[MUSD]
A1101	0.0	192.4	8.872	358	36.72	6.43	2.250	1.870
A2111	2130	319.5	14.74	744.2	24.30	3.52	4.640	2.020
A2121	2130	192.4	8.872	447.7	24.30	13.64	1.331	2.625
A2131	2130	192.4	8.872	447.7	24.30	12.72	1.221	2.213
A2202	0.0	319.5	14.74	744.2	33.82	3.52	4.640	2.018
A3111	2900	192.4	8.872	447.7	21.65	20.24	0.902	2.977
A3121	2900	192.4	8.872	447.7	21.65	18.46	1.088	2.899
A3131	2900	192.4	8.872	447.7	21.65	17.53	0.855	2.325
A3212	2560	319.5	14.74	744.2	24.79	6.713	3.450	2.998
A3222	2560	319.5	14.74	744.2	24.79	6.432	3.533	2.930
A3232	2560	319.5	14.74	744.2	24.79	5.59	3.411	2.427

USD/kg para aguacate, 3.0 USD/kg para el pimiento verde y 10 USD/kg para el tomate [12]. A partir de estas suposiciones y cifras, se resuelve el modelo económico y energético para cada caso y modo de operación de la planta de poligeneración.

La configuración final en cascada se obtuvo para todas las alternativas S1 a S5, según la Figura 3.6. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que la configuración genérica del sistema en cascada de la Figura 3.6, ha cambiado debido a la distribución de los flujos geotérmicos a través de la tecnología de enfriamiento y el proceso de deshidratación. Esto se debe al hecho de que el requerimiento de calor geotérmico para cada nivel térmico depende de la capacidad de potencia de la máquina de ORC, de la cantidad de hielo y de la cantidad de productos secos que se producen. La Figura 3.13, muestra la configuración modificada de los sistemas en cascada.

La Figura 3.13, muestra en particular, los valores para la alternativa S1 y la deshidratación de tomates. Se puede ver que para la activación de la máquina ORC en el primer nivel de la cascada, se requieren 1229 kWt de calor geotérmico, se requieren 140.7 kWt para el segundo nivel para producir 6.48 toneladas de hielo por día. Finalmente, se requieren 12,66 kWt en el tercer nivel para deshidratar 500 kg/día. Cabe resaltar que la Figura 3.13, es el esquema preliminar obtenido para la planta de poligeneración. El esquema de la Figura 3.13, es la alternativa económicamente más atractiva entre los sistemas en cascada integrados en el segundo nivel térmico de la cascada por una máquina de enfriamiento por efecto de absorción simple. En términos de eficiencia, el sistema en cascada basado en esta alternativa alcanza el 17.84% de la eficiencia energética total.

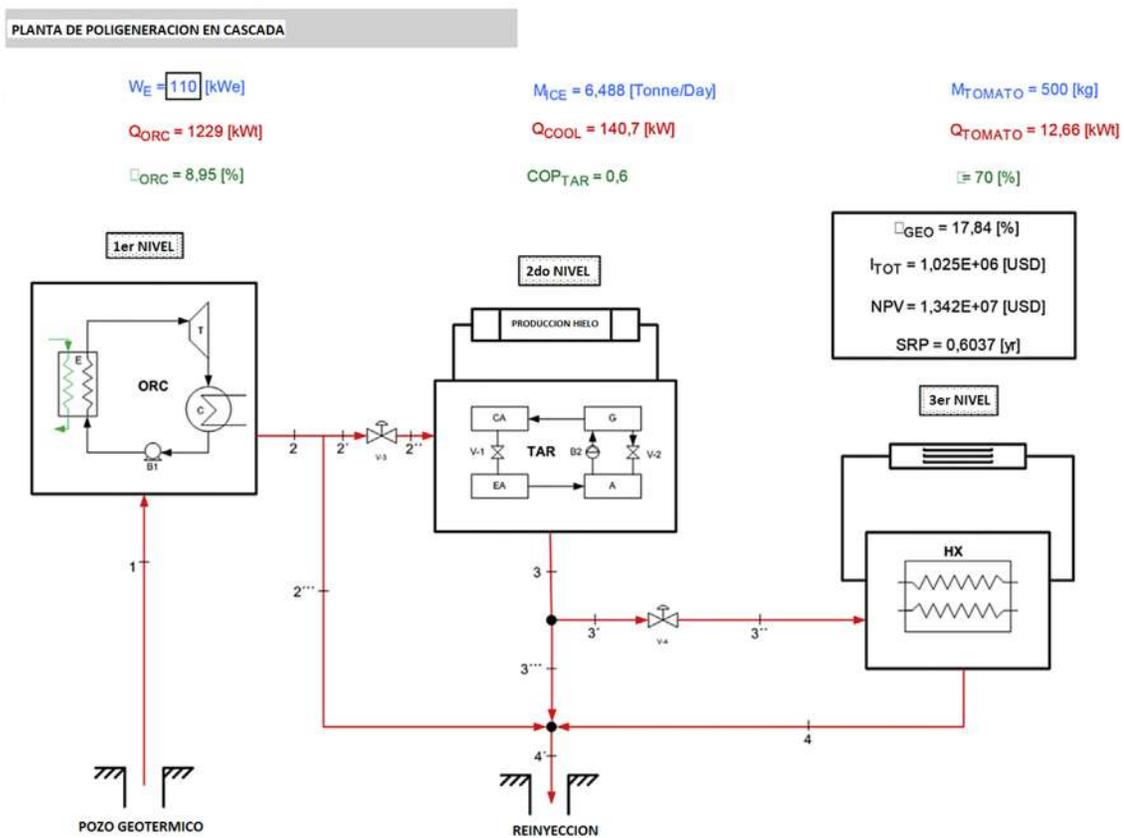


Figura 3.13: Rendimiento y configuración preliminar de la planta de poligeneración en cascada.

Las alternativas S2, S3 y S5 se basan en una máquina de absorción de medio efecto y la disposición de los componentes y las distribuciones de flujo másico en la planta de poligeneración es similar a la que se muestra en la Figura 3.13. Para estas alternativas, la deshidratación del tomate también presenta las condiciones económicas más favorables entre todos los productos frescos para ser deshidratados. Por ejemplo, la alternativa S3 (que incluye la producción de 110 kWe, 6.48 toneladas de hielo por día y la deshidratación de 500 kg de tomate) alcanza una eficiencia del 15.41 %, una inversión total de menos de un millón de dólares (908,139.00 USD) y un corto período de recuperación de menos de un año.

En la Tabla 3.19, se muestran los resultados energéticos y económicos de todas las alternativas S1 a S5. Hasta ahora, los resultados de la producción de electricidad, hielo y aguacate, chile verde y tomate se han demostrado en función de las condiciones de funcionamiento de todas las alternativas analíticas establecidas. Como se puede ver en la Tabla 3.19, se han identificado los sistemas en cascada más rentables, como los sistemas integrados basados en la deshidratación del tomate. Vale la pena mencionar que, aunque el número de deshidratación es menor (200 kg) en las alternativas S4 y S5, también se obtienen valores económicos y de eficiencia aceptables.

Con respecto a los modos de operación, la Tabla 3.22 muestra los resultados de los indicadores económicos y de eficiencia para los cinco modos de operación planteados. La Tabla 2 incluye solo los resultados para la deshidratación de los tomates porque es el producto con el que se alcanzan las condiciones económicas más favorables entre las alternativas S1 a S5. En general, los resultados se muestran para la eficiencia energética la inversión total, el valor presente neto y el período de recuperación de la inversión. Otros parámetros como la producción de electricidad, la generación de hielo y la cantidad de producto deshidratado permanecen constantes en los diferentes modos de operación. Se aprecia claramente que el único modo de producción de electricidad (etiquetado como 1LE) exhibe los peores rendimientos energéticos y económicos. El valor de VPN de todas las alternativas para este modo de operación es negativo, lo que significa una viabilidad económica desfavorable. El SRP también es negativo sin significado práctico. Este comportamiento se debe a los altos costos de inversión de las tecnologías que integran la planta de poligeneración y al flujo de caja negativo atribuido al desequilibrio entre gastos e ingresos para producir solo electricidad de la máquina ORC. Los modos de operación restantes son todos atractivos económicamente y energéticamente, siendo los modos 2LCD y 3LECD los más rentables. Este resultado confirma la ventaja de los usos geotérmicos en cascada.

Para determinar las emisiones CO₂ evitadas a la atmósfera, la operación del sistema se ha comparado con la producción separada de electricidad, calor y frío basada en el uso de un

Tabla 3.19: Comparativa del desempeño energético y económico de las diferentes alternativas con aguacate deshidratado.

VAR	UNIDAD	S1	S2	S3	S4	S5
\dot{W}_E	kW	110	110	110	50	50
T_1	°C	120	120	92	120	92
\dot{Q}_{COLD}	RT	40	40	40	10	10
m	kg	500	500	500	200	200
COP_{TAR}	-	0.6	0.3	0.3	0.6	0.3
η_{ORC}	%	8.95	8.95	8.95	7.82	7.82
\dot{Q}_{ORC}	kW	1229	1229	1229	639	639
m_{ICE}	Ton/día	6.49	6.49	6.49	1.62	1.62
\dot{Q}_{DEH}	kW	9.96	9.96	10.1	3.99	4.06
\dot{m}_{ORC}	kg/s	16.7	16.7	16.8	8.69	8.76
\dot{m}_{TAR}	kg/s	5.57	11.1	11.2	1.39	2.8
\dot{m}_{DEH}	kg/s	0.17	0.17	0.35	0.07	0.14
\dot{Q}_{GEO}	kW	1473	1708	1250	744	760
η_{GEO}	%	17.6	8.95	15.22	11.9	11.7
IN_{EL}	MUSD	0.06	0.06	0.06	0.02	0.02
IN_{ICE}	MUSD	0.30	0.30	0.30	0.07	0.07
IN_{DEH}	MUSD	1.08	1.08	1.08	0.43	0.43
C_{TOT}	MUSD	1.02	0.91	0.91	0.76	0.54
C_{ANNUAL}	MUSD	0.12	0.10	0.10	0.08	0.06
SRP	Años	0.89	0.78	0.78	2.0	1.48
NPV	MUSD	8.67	8.92	8.92	2.38	2.67

Tabla 3.20: Comparativa del desempeño energético y económico de las diferentes alternativas con Chile deshidratado.

VAR	UNIDAD	S1	S2	S3	S4	S5
\dot{W}_E	kW	110	110	110	50	50
T_1	°C	120	120	92	120	92
\dot{Q}_{COLD}	RT	40	40	40	10	10
m	kg	500	500	500	200	200
COP_{TAR}	-	0.6	0.3	0.3	0.6	0.3
η_{ORC}	%	8.95	8.95	8.95	7.82	7.82
\dot{Q}_{ORC}	kW	1229	1229	1229	639	639
m_{ICE}	Ton/día	6.49	6.49	6.49	1.62	1.62
\dot{Q}_{DEH}	kW	12.3	12.3	12.6	4.96	5.05
\dot{m}_{ORC}	kg/s	16.7	16.7	16.8	8.69	8.76
\dot{m}_{TAR}	kg/s	5.57	11.1	11.2	1.39	2.8
\dot{m}_{DEH}	kg/s	0.21	0.21	0.43	0.08	0.17
\dot{Q}_{GEO}	kW	1476	1710	1711	702	761
η_{GEO}	%	17.8	15.3	15.3	12.8	11.8
IN_{EL}	MUSD	0.06	0.06	0.06	0.02	0.02
IN_{ICE}	MUSD	0.30	0.30	0.30	0.07	0.07
IN_{DEH}	MUSD	0.47	0.47	0.47	0.19	0.19
C_{TOT}	MUSD	1.03	0.91	0.91	0.76	0.54
C_{ANNUAL}	MUSD	0.12	0.10	0.10	0.08	0.06
SRP	Años	2.23	1.92	1.92	7.85	4.85
NPV	MUSD	2.87	3.12	3.12	0.06	0.44

Tabla 3.21: Comparativa del desempeño energético y económico de las diferentes alternativas con tomate deshidratado.

VAR	UNIDAD	S1	S2	S3	S4	S5
\dot{W}_E	kW	110	110	110	50	50
T_1	°C	120	120	92	120	92
\dot{Q}_{COLD}	RT	40	40	40	10	10
m	kg	500	500	500	200	200
COP_{TAR}	-	0.6	0.3	0.3	0.6	0.3
η_{ORC}	%	8.95	8.95	8.95	7.82	7.82
\dot{Q}_{ORC}	kW	1229	1229	1229	639	639
m_{ICE}	Ton/día	6.49	6.49	6.49	1.62	1.62
\dot{Q}_{DEH}	kW	12.66	12.66	12.90	5.06	5.16
\dot{m}_{ORC}	kg/s	16.7	16.7	16.8	8.69	8.76
\dot{m}_{TAR}	kg/s	5.57	11.1	11.2	1.39	2.8
\dot{m}_{DEH}	kg/s	0.22	0.22	0.44	0.09	0.18
\dot{Q}_{GEO}	kW	1476	1711	1711	702	761
η_{GEO}	%	17.8	15.3	15.41	12.8	11.8
IN_{EL}	MUSD	0.06	0.06	0.06	0.02	0.02
IN_{ICE}	MUSD	0.30	0.30	0.30	0.07	0.07
IN_{DEH}	MUSD	1.55	1.55	1.55	0.62	0.62
C_{TOT}	MUSD	1.03	0.91	0.91	0.76	0.54
C_{ANNUAL}	MUSD	0.12	0.10	0.10	0.08	0.06
SRP	Años	0.60	0.53	0.53	1.28	0.94
NPV	MUSD	13.40	13.70	13.70	4.29	4.66

Tabla 3.22: Comparación de modos de operación para las diferentes alternativas.

ALT	VAR.	UNIDAD	1LE	2LEC	2LED	2LCD	3LECD
S1	η_{GEO}	%	8.95	17.13	9.87	62.05	17.84
	C_{TOT}	USD	526,511	819,733	658,139	678,966	1,024,666
	NPV	USD	-547,824	1,351,066	11,679,941	13,593,010	13,424,889
	SRP	Años	-210.3	3.21	0.4541	0.405	0.6037
S2	η_{GEO}	%	8.95	14.76	9.878	31.84	15.39
	C_{TOT}	USD	526,511	726,511	658,139	562,439	908,139
	NPV	USD	-547,824	1,546,832	11,679,941	13,837,718	13,669,597
	SRP	Años	-210.3	2.721	0.4541	0.3325	0.5034
S3	η_{GEO}	%	8.95	14.76	9.895	31.87	15.41
	C_{TOT}	USD	526,511	726,511	658,139	562,439	908,139
	NPV	USD	-547,824	1,546,832	11,679,941	13,837,718	13,669,597
	SRP	Años	-210.3	2.721	0.4541	0.3325	0.5034
S4	η_{GEO}	%	7.82	12.20	8.55	63.18	12.84
	C_{TOT}	USD	416,526	609,275	520,658	553,375	761,594
	NPV	USD	-621,138	-397,247	4,161,858	4,468,249	4,284,556
	SRP	Años	-17.33	24.46	0.95	0.94	1.28
S5	η_{GEO}	%	7.82	11.26	8.56	32.95	11.86
	C_{TOT}	USD	416,526	466,527	520,658	374,939	583,159
	NPV	USD	-621,138	-97,474	4,161,858	4,842,965	4,659,272
	SRP	Años	-17.33	10.76	0.95	0.611	0.947

Tabla 3.23: Emisiones de CO₂ evitadas para el sistema en cascada para los diferentes modos de operación.

SISTEMA	ΔGEI $\left[\frac{\text{Ton}_{CO_2}}{\text{Año}} \right]$				
	1LE	2LEC	2LED	2LCD	3LECD
110 kWe	361.35	515.38	383.73	248.27	537.77
50 kWe	164.25	202.75	173.20	76.20	211.71

combustible fósil (gas natural). Para la generación de electricidad se ha considerado un ciclo combinado ($n=55\%$), que produce la energía equivalente producida por el ORC del sistema en cascada más la electricidad que se consume para producir la cantidad equivalente de frío producido por el sistema de absorción a través de un ciclo de refrigeración por compresión ($COP_{CON}=3$). Para el tercer nivel térmico de la cascada, que es la producción de calor útil, la comparación con la producción del calor se realizó mediante una caldera convencional de 85% de eficiencia térmica. La Tabla 3.23, muestra los resultados obtenidos para las alternativas S1, S2 y S3 cuya potencia ORC es de 110 kWe y para las alternativas S4 y S5 con una potencia de 50 kWe. Se puede ver que para el sistema con una potencia de salida de ORC de 110 kWe, la mayor cantidad de emisiones de CO₂ evitadas corresponde a la operación simultánea de los tres niveles térmicos (3LECD) con 537.77 toneladas por año. En el caso de un sistema en cascada formado por un ORC de 50 kWe, las emisiones evitadas se estiman en 211.71 toneladas por año, para el mismo modo de operación. Los otros modos de operación implican emisiones de los gases de efecto invernadero también evitadas, pero en menor medida. La magnitud de estas cantidades puede contrastarse considerando que las emisiones equivalentes de CO₂ para las centrales geotérmicas en México se reportan en 280,000 toneladas por año [75,76].

3.4.3. Comparación termodinámica y económica de la planta de poligeneración con diferentes tecnologías candidatas para la generación de energía eléctrica acopladas

En esta Subsección, se presentan primeramente los resultados de todos los estados termodinámicos de la planta de poligeneración obtenidos en base al análisis de energía. Posteriormente, se presentan los resultados obtenidos del desempeño termodinámico por primera y segunda ley de termodinámica (análisis de energía y exergía), así como también se presentan los resultados de la viabilidad económica de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración. Por otra parte, se presenta también una discusión económica y termodinámica de los ciclos acoplados operando bajo los diferentes escenarios planteados

(S1 /S2). Las tablas 3.24 a 3.27, muestran resultados para todos los estados termodinámicos de los ciclos GOC, ORC y KAC acoplados a la planta de poligeneración operando bajo los escenarios de operación (S1/S2).

Desempeño termodinámico

Análisis de energía

La Tabla 3.28, muestra la potencia neta producida y los flujos de energía de los ciclos ORC, KAC y GOC operando bajo los escenarios de operación S1 y S2 acoplados a la planta de poligeneración. En todos los casos se parte de la misma base energética. En términos de producción de potencia de la planta de poligeneración, el componente que produce una mayor cantidad de potencia es el KAC (65.58 kW) operando bajo las condiciones del escenario S2. Dentro de las condiciones de operación del escenario S2, el ORC alcanza una producción de potencia mayor que el GOC. El ORC alcanza una producción de potencia de 34.96 kW (53 % equivalente a la producción de potencia del KAC), en otras palabras el KAC produce un 47 % más de potencia que el ORC, mientras que el GOC alcanza una producción de potencia neta de 12.08 kW. Bajo las condiciones de operación del escenario S1 la planta de poligeneración puede alcanzar mediante el acoplamiento del GOC una potencia de 60.18 kW, 41.28 kW mediante el ORC y 31.39 kW mediante el KAC, es decir el GOC produce una mayor cantidad de potencia en un porcentaje mayor al 31.4 % en el caso del ORC y en un porcentaje mayor al 47.8 % en el caso del KAC, operando en el escenario S1. Sin embargo, es importante resaltar que para que el GOC logre dicha producción de potencia requiere de agua de enfriamiento de 7 °C, lo que es difícil de encontrar. Mientras que el KAC y ORC requieren de agua de enfriamiento a una temperatura de 25 °C típica en plantas de potencia. Por otra parte, el ciclo que requiere una mayor disipación de energía a través de la torre de refrigeración y por consecuencia un mayor flujo de masa de agua de enfriamiento es el KAC. Esto debido a que el KAC permite operar con temperaturas tan bajas a la salida del precalentador como 80 °C, por lo que el calor suministrado al ciclo es mayor y en consecuencia la disipación de calor a través de su condensador y en consecuencia torre de refrigeración es mayor. Para los escenarios de operación S1 y S2 la mínima temperatura a la que debe de ingresar el agua caliente al AC es 90 °C para que se logre la producción de frío mediante la máquina de absorción LiBr-H₂O. La Tabla 3.28, resume los resultados del análisis de energía para los ciclos ORC, KAC y GOC, donde se puede apreciar que el calor de condensación es mayor para el KAC operando bajo los escenarios sometidos análisis.

En términos de producción de frío el AC activado por el calor residual del ORC es el que

Tabla 3.24: Estados termodinámicos de la planta de poligeneración con ORC.

#	T[°C]		P[kPa]		h[kJ/kg]		s[kJ/kg-K]		x		m[kg/s]	
	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2
1	135	135	312.9	312.9	567.8	567.8	1.68	1.68	-	-	8.42	8.42
2	110.2	110.2	312.9	312.9	462.2	462.2	1.42	1.42	-	-	8.42	8.42
3	125.6	125.6	312.9	312.9	527.6	527.6	1.58	1.58	-	-	6.87	6.87
4	105.6	105.6	312.9	312.9	442.7	442.7	1.37	1.37	-	-	6.87	6.87
1r	89.61	89.61	1000	1000	467.9	467.9	1.78	1.78	-	-	2.63	2.78
2r	57.03	62.07	225	300	451.4	454.6	1.81	1.81	-	-	2.63	2.78
3r	36.89	45.69	225	300	248.4	260.3	1.16	1.20	-	-	2.63	2.78
4r	37.3	46.08	1000	1000	249.1	261	1.16	1.20	-	-	2.63	2.78
5	105.6	105.6	312.9	312.9	442.7	442.7	1.37	1.37	-	-	6.17	6.17
6	105.6	105.6	312.9	312.9	442.7	442.7	1.37	1.37	-	-	6.17	6.17
7	105.6	105.6	312.9	312.9	442.7	442.7	1.37	1.37	-	-	0.69	0.69
8	95.6	95.6	312.9	312.9	400.5	400.5	1.25	1.25	-	-	6.17	6.17
1a	35	35	0.611	0.611	99.14	99.14	0.20	0.20	58.68	58.68	0.64	0.64
2a	35	35	7.381	7.381	99.14	99.14	0.20	0.20	58.68	58.68	0.64	0.64
3a	66.94	66.94	7.381	7.381	164.4	164.4	0.39	0.39	58.68	58.68	0.64	0.64
4a	100.6	100.6	7.381	7.381	263.6	263.6	0.52	0.52	66.83	66.83	0.56	0.56
5a	57.96	57.96	7.381	7.381	189.1	189.1	0.30	0.30	66.83	66.83	0.56	0.56
6a	51.13	51.13	0.611	0.611	189.1	189.1	0.30	0.30	66.83	66.83	0.56	0.56
7a	100.6	100.6	7.381	7.381	2688	2688	8.59	8.59	-	-	0.08	0.08
8a	40	40	7.381	7.381	167.5	167.5	0.57	0.57	-	-	0.0801	0.0801
9a	0	0	0.611	0.611	167.5	167.5	0.61	0.61	-	-	0.0801	0.0801
10a	0	0	0.611	0.611	2501	2501	9.15	9.15	-	-	0.0801	0.0801
9	95.6	95.6	312.9	312.9	400.5	400.5	1.25	1.25	-	-	5.217	5.217
10	95.6	95.6	312.9	312.9	400.5	400.5	1.25	1.25	-	-	0.9547	0.9547
11	95.6	95.6	312.9	312.9	400.5	400.5	1.25	1.25	-	-	0.9547	0.9547
12	85.6	85.6	312.9	312.9	358.4	358.4	1.14	1.14	-	-	0.9547	0.9547
13	95.22	95.22	312.9	312.9	398.9	398.9	1.25	1.25	-	-	6.87	6.87
14	95.22	95.22	312.9	312.9	398.9	398.9	1.25	1.25	-	-	6.87	6.87
15	25	25	3.169	3.169	104.8	104.8	0.36	0.36	-	-	23.38	23.54
16	25	25	3.169	3.169	104.8	104.8	0.36	0.36	-	-	23.38	23.54
17	25	25	3.169	3.169	104.8	104.8	0.36	0.36	-	-	10.63	10.63
18	25	25	3.169	3.169	104.8	104.8	0.36	0.36	-	-	12.75	12.91
19	35	35	3.169	3.169	146.6	146.6	0.50	0.50	-	-	12.75	12.91
20	35	35	3.169	3.169	146.6	146.6	0.50	0.50	-	-	10.63	10.63
21	35	35	3.169	3.169	146.6	146.6	0.50	0.50	-	-	23,38	23,54
22	12	12	0.872	0.872	50.36	50.36	0.18	0.18	-	-	6.375	6.375
23	12	12	0.872	0.872	50.36	50.36	0.18	0.18	-	-	6.375	6.375
24	5	5	0.872	0.872	21.02	21.02	0.07	0.07	-	-	6.375	6.375

Tabla 3.25: Estados termodinámicos de la planta de poligeneración con KAC I.

#	T[°C]		P[kPa]		h[kJ/kg]		s[kJ/kg-K]		x		m[kg/s]	
	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2
1	135	135	312.9	312.9	567.8	567.8	1.68	1.68	-	-	8.42	8.42
2	94.63	94.63	312.9	312.9	396.4	396.4	1.24	1.24	-	-	8.42	8.42
3	129.1	129.1	312.9	312.9	542.6	542.6	1.62	1.62	-	-	6.87	6.87
3'	92.5	95.63	312.9	312.9	387.5	400.6	1.22	1.25	-	-	6.87	6.87
4	90	90	312.9	312.9	376.9	376.9	1.19	1.19	-	-	6.87	6.87
1k	124.1	124.1	2000	3000	1596	1532	4.88	4.56	0.923	0.954	0.70	0.72
2k	111.1	92.85	1500	1500	1550	1437	4.90	4.61	0.923	0.954	0.70	0.72
3k	124.1	124.1	2000	3000	342.7	334.8	1.55	1.54	0.355	0.448	0.15	0.26
4k	113.5	99.75	1500	1500	342.7	334.8	1.55	1.56	0.355	0.448	0.15	0.26
5k	111.7	95.65	1500	1500	1331	1144	4.29	3.80	0.82	0.82	0.86	0.98
6k	40.65	40.65	1500	1500	63.87	63.87	0.57	0.57	0.82	0.82	0.86	0.98
7k	40.85	41.15	2000	3000	64.96	66.86	0.57	0.58	0.82	0.82	0.86	0.98
8k	57.95	74.55	2000	3000	148.4	231.8	0.83	1.07	0.82	0.82	0.86	0.98
9k	124.1	124.1	2000	3000	1368	1214	4.27	3.76	0.82	0.82	0.86	0.98
5	90	90	312.9	312.9	376.9	376.9	1.19	1.19	-	-	6.17	6.17
6	90	90	312.9	312.9	376.9	376.9	1.19	1.19	-	-	6.17	6.17
7	90	90	312.9	312.9	376.9	376.9	1.19	1.19	-	-	0.69	0.69
8	80	80	312.9	312.9	334.9	334.9	1.07	1.07	-	-	6.17	6.17
1a	35	35	0.611	0.611	99.14	99.14	0.20	0.20	58.68	58.68	2.21	2.21
2a	35	35	7.381	7.381	99.14	99.14	0.20	0.20	58.68	58.68	2.21	2.21
3a	64.53	64.53	7.381	7.381	159.6	159.6	0.38	0.38	58.68	58.68	2.21	2.21
4a	85	85	7.381	7.381	204.3	204.3	0.48	0.48	60.43	60.43	2.14	2.14
5a	52.5	52.5	7.381	7.381	142	142	0.30	0.30	60.43	60.43	2.14	2.14
6a	38.41	38.41	0.611	0.611	142	142	0.30	0.30	60.43	60.43	2.14	2.14
7a	85	85	7.381	7.381	2659	2659	8.51	8.51	-	-	0.06	0.06
8a	40	40	7.381	7.381	167.5	167.5	0.57	0.57	-	-	0.06	0.06
9a	0	0	0.611	0.611	167.5	167.5	0.61	0.61	-	-	0.06	0.06
10a	0	0	0.611	0.611	2501	2501	9.15	9.15	-	-	0.06	0.06
9	80	80	312.9	312.9	334.9	334.9	1.07	1.07	-	-	5.21	5.217
10	80	80	312.9	312.9	334.9	334.9	1.07	1.07	-	-	0.95	0.95
11	80	80	312.9	312.9	334.9	334.9	1.07	1.07	-	-	0.95	0.95
12	70	70	312.9	312.9	293	293	0.95	0.95	-	-	0.95	0.95
13	79.63	79.63	312.9	312.9	333.4	333.4	1.07	1.07	-	-	6.87	6.87
14	79.63	79.63	312.9	312.9	333.4	333.4	1.07	1.07	-	-	6.87	6.87
15	25	25	3.169	3.169	104.8	104.8	0.36	0.36	-	-	35.9	35.0
16	25	25	3.169	3.169	104.8	104.8	0.36	0.36	-	-	35.9	35.0
17	25	25	3.169	3.169	104.8	104.8	0.36	0.36	-	-	9.79	9.79

Tabla 3.26: Estados termodinámicos de la planta de poligeneración con KAC II.

#	T[°C]		P[kPa]		h[kJ/kg]		s[kJ/kg-K]		x		m[kg/s]	
	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2
18	25	25	3.169	3.169	104.8	104.8	0.36	0.36	-	-	12.75	12.91
19	35	35	3.169	3.169	146.6	146.6	0.50	0.50	-	-	12.75	12.91
20	35	35	3.169	3.169	146.6	146.6	0.50	0.50	-	-	10.63	10.63
21	35	35	3.169	3.169	146.6	146.6	0.50	0.50	-	-	23,38	23,54
22	12	12	0.872	0.872	50.36	50.36	0.18	0.18	-	-	6.375	6.375
23	12	12	0.872	0.872	50.36	50.36	0.18	0.18	-	-	6.375	6.375
24	5	5	0.872	0.872	21.02	21.02	0.07	0.07	-	-	6.375	6.375

alcanza la mayor producción (187 kW), esto para ambos escenarios S1 y S2 debido a que el flujo de masa de activación del AC es el mismo para ambos escenarios (ver Tabla 3.29). El AC activado por el calor residual del KAC tiene una producción de frío menor, misma que alcanza los 151.9 kW para ambos escenarios. Por su parte el GOC que tiene la producción de frío y potencia en un mismo ciclo y no requiere de un AC alcanza una producción de frío de 38.42 kW bajo el escenario S1 y 7.38 bajo el escenario S2 (ver Tabla 12). Un aspecto importante es que el enfriamiento logrado por el AC activado por el ORC y KAC es a una temperatura de 8.33 °C, mientras que el logrado por el GOC bajo el escenario S1 y S2 es de 10.81 °C y 14.34 °C, respectivamente. Temperaturas suficientes para la conservación del jitomate [77].

Por otra parte, el calor de deshidratación logrado por la planta de poligeneración (40 kW), es el mismo para todos los casos debido al flujo másico de activación del deshidratador y el valor de la diferencia de temperaturas de operación, esto se puede apreciar en la Figura 4. Sin embargo, la cantidad de jitomate que se puede deshidratar cambia debido a la temperatura de deshidratación. En el caso de la planta acoplada al GOC los 40 kW que se pueden aprovechar en el deshidratador a una temperatura de 104.3 °C alcanzan para producir 236,850 kg de jitomate seco al año, mientras que el caso de la planta acoplada al ORC ($T_{DEH} = 90.42$ °C) y al KAC ($T_{DEH} = 74.83$ °C), alcanzan para producir 236.850 Ton/año y 232.821 Ton/año, respectivamente. Finalmente, la Figura 3.14, resume de manera gráfica los resultados de la producción de potencia neta, capacidad de enfriamiento y calor de deshidratación de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración. En esta grafica se aprecia claramente que el KAC alcanza una mayor producción de potencia, mientras que la planta acoplada al ORC-AC alcanza una mayor capacidad de enfriamiento.

Tabla 3.27: Estados termodinámicos de la planta de poligeneración con GOC.

#	T[°C]		P[kPa]		h[kJ/kg]		s[kJ/kg-K]		x		m[kg/s]	
	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2	S1	S2
1	135	135	312.9	312.9	567.8	567.8	1.68	1.68	-	-	8.42	8.42
2	118.6	118.6	312.9	312.9	497.8	497.8	1.51	1.51	-	-	8.42	8.42
3	128.7	128.7	312.9	312.9	540.9	540.9	1.62	1.62	-	-	6.87	6.87
4	110	110	312.9	312.9	461.3	461.3	1.41	1.41	-	-	6.87	6.87
1g	12.75	39.55	200	500	-181.9	-62.21	0.03	0.43	0.47	0.47	1.44	3.86
2g	12.95	39.95	2050	3000	-179.2	-58.44	0.03	0.43	0.47	0.47	1.44	3.86
2Ag	12.95	39.95	2050	3000	-179.2	-58.44	0.03	0.43	0.47	0.47	0.22	0.12
2Bg	100.2	105.0	2050	3000	219.9	241.4	1.25	1.30	0.47	0.47	1.22	3.75
3g	101.55	105.15	2050	3000	242.1	242	1.31	1.30	0.47	0.47	1.44	3.86
4g	123.6	123.6	2050	3000	1593	1530	4.87	4.56	0.9244	0.9552	0.30	0.15
5g	80.75	91.55	2050	3000	141.8	213.8	1.01	1.18	0.5844	0.6368	0.05	0.01
6g	80.75	91.55	2050	3000	1402	1390	4.38	4.19	0.9921	0.9921	0.25	0.13
7g	-16.55	7.35	200	3000	1152	1195	4.55	4.31	0.9921	0.9921	0.25	0.13
8g	12.75	11.85	200	3000	1301	1246	5.11	4.5	0.9921	0.9921	0.25	0.13
9g	108.6	108.6	2050	3000	361	259.3	1.62	1.35	0.47	0.47	0.22	0.12
10g	123.6	123.6	2050	3000	340.3	332.8	1.54	1.54	0.3575	0.4509	1.19	3.74
11g	32.95	59.95	2050	3000	-68.18	32.16	0.37	0.71	0.3575	0.4509	1.19	3.74
12g	32.95	50.55	200	3000	-68.18	32.16	0.38	0.72	0.3575	0.4509	1.19	3.74
9	110	110	312.9	312.9	461.3	461.3	1.41	1.41	-	-	5.91	5.91
10	110	110	312.9	312.9	461.3	461.3	1.41	1.41	-	-	0.95	0.95
11	110	110	312.9	312.9	461.3	461.3	1.41	1.41	-	-	0.95	0.95
12	100	100	312.9	312.9	419.1	419.1	1.30	1.30	-	-	0.95	0.95
13	108.6	108.6	312.9	312.9	455.4	455.4	1.40	1.40	-	-	6.87	6.87
14	108.6	108.6	312.9	312.9	455.4	455.4	1.40	1.40	-	-	6.87	6.87
15	7	25	1.002	3.169	29.42	104.8	0.10	0.36	-	-	12.3	12.7
18	7	25	1.002	3.169	29.42	104.8	0.10	0.36	-	-	12.3	12.7
21	17	35	1.002	3.169	71.28	146.6	0.25	0.50	-	-	12.3	12.7
22	17	17	0.872	1.403	71.28	71.28	0.25	0.25	-	-	0.76	0.33
23	17	17	0.872	1.403	71.28	71.28	0.25	0.25	-	-	0.76	0.33
24	5	12	0.872	1.403	21.02	50.36	0.07	0.18	-	-	0.76	0.33

Tabla 3.28: Resultados del análisis de energía para los ciclos ORC, KAC y GOC en kW.

Ciclo	Escenario	WT	WP	WN	QE	QB or EVP	QA	QC	QPH
ORC	S1	43.24	1.951	41.28	-	575.7	-	534.4	-
	S2	36.86	1.906	34.96	-	575.7	-	540.7	-
KAC	S1	32.34	0.948	31.39	-	1054	-	1094	72.04
	S2	68.51	2.939	65.58	-	963.8	-	1060	161.9
GOC	S1	64.15	3.965	60.18	38.42	538.2	516.2	-	-
	S2	26.76	14.68	12.08	7.038	538.2	533.2	-	-

Tabla 3.29: Resultados del análisis de energía para el AC acoplado a los ciclos KAC y ORC en kW.

Ciclo	Acoplado a	QG	QA	QC	QE
AC	ORC	258.6	243.6	202	187
	KAC	258.6	248.3	162.2	151.9

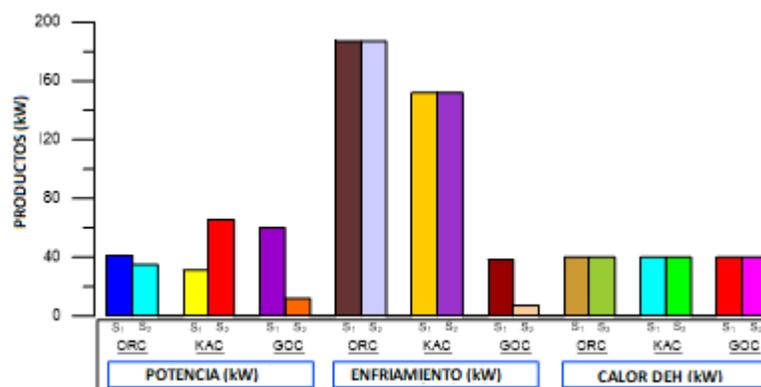


Figura 3.14: Productos de la planta de poligeneración acoplada a los ciclos ORC, KAC y GOC bajo los diferentes escenarios.

Destrucción de exergía

La Figura 3.15, muestra la destrucción de exergía de los componentes internos de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración. Se aprecia claramente y se puede comparar que componente de cada ciclo termodinámico destruye una mayor cantidad de exergía en (kW). En lo que respecta al ORC el evaporador es el que destruye una mayor cantidad de exergía. Donde bajo las condiciones de operación del escenario S1 y S2 se tiene una destrucción de exergía de 43.82 kW y 40.39 kW que equivale a 44.74 % al 52.14 % de la exergía destruida por el ORC. El condensador es el componente que le continúa con una mayor destrucción de exergía y finalmente le continúan con una menor proporción de destrucción de exergía la turbina y la bomba. Por otra parte, los componentes que destruyen una mayor cantidad de exergía dentro del KAC son el condensador y el evaporador. El condensador alcanza una destrucción de exergía operando bajo los escenarios S1 y S2 de 118.6 y 98.9 kW, mientras que el evaporador alcanza una destrucción de exergía de 67.41 kW en el caso del escenario de operación S1. Es común conocer que dentro de un ORC o ciclos semejantes, por ejemplo KAC, la mayor destrucción de exergía se efectúa dentro del evaporador. Sin embargo, la gran destrucción de exergía del KAC en el condensador, es debida a la alta temperatura a la que entra el fluido de trabajo de la turbina al condensador. Después del condensador, en términos de destrucción de exergía le continúa el evaporador y en una menor proporción le subsiguen el resto de los elementos del KAC. En términos de porcentaje el condensador alcanza hasta un 60 % de la exergía destruida por el KAC, mientras que el evaporador alcanza hasta un 33.97 %. Finalmente, el elemento que presenta la mayor cantidad de irreversibilidades dentro del GOC, es el RHX alcanzando una destrucción de exergía de 52.19 kW y 25.75 kW operando bajo los escenarios S2 y S1. Esta destrucción de exergía implica entre el 48.23 % y el 30.22 % del total destruida por el GOC. Otro componente del GOC que implica un gran porcentaje de la destrucción de exergía es el absorbedor (entre el 28.55 – 30.29 %). El resto de los componentes implican irreversibilidades pero en una menor proporción.

Sin lugar a dudas, dentro de la configuración en cascada de la planta de poligeneración la tecnología que presenta una mayor cantidad de irreversibilidades es la tecnología candidata para la generación de energía eléctrica, seguida por la tecnología AC (caso ORC y KAC), posteriormente el intercambiador principal HX-I y la torre de enfriamiento. En la Tabla 3.30, se muestra las proporciones de la relación de destrucción de exergía de la planta de poligeneración acoplada a los ciclos ORC, KAC y GOC. Como puede apreciarse tanto el DEH, como la MC y la CS, no aparecen en esta tabla de proporciones. Esto es debido a que para todos los casos, las irreversibilidades presentadas en estos componentes en conjunto no

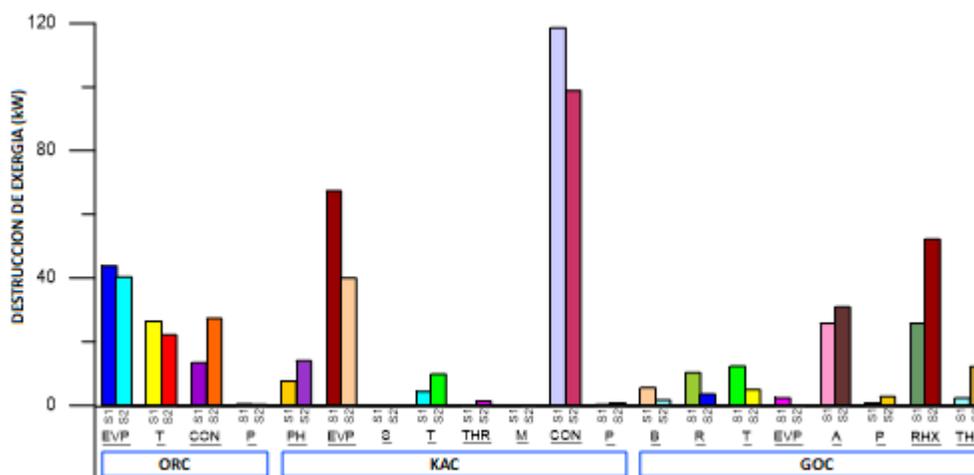


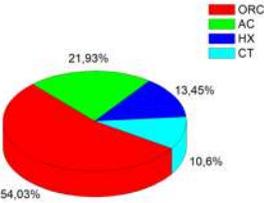
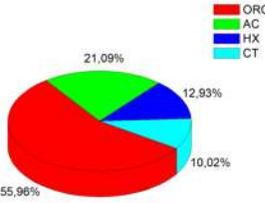
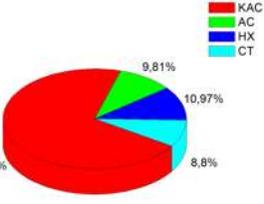
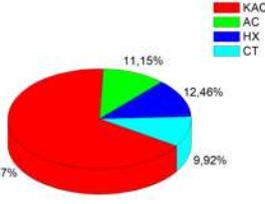
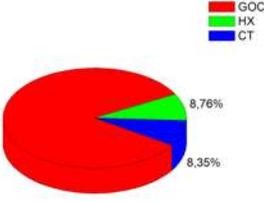
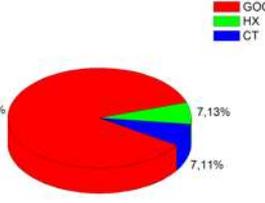
Figura 3.15: Destrucción de exergía de los componentes de los ciclos ORC, KAC y GOC.

alcanzan el 1% de las irreversibilidades de la planta.

Parámetros del desempeño termodinámico

La Figura 3.16, muestra gráficamente los parámetros del desempeño termodinámico de los ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración. En la Figura 6, se pueden apreciar los diferentes resultados obtenidos para la eficiencia por primera ley de la termodinámica alcanzada por los ciclos de potencia y en conjunto total con la planta de poligeneración. En este sentido el ciclo que alcanza un mejor desempeño termodinámico es el GOC con un valor de un 18.3% operando bajo las condiciones del escenario S1. Sin embargo, cabe mencionar que el gran desempeño termodinámico del GOC (S1) es debido a la baja temperatura del agua de enfriamiento. En el mismo sentido, el ORC operando bajo el escenario S1 y utilizando agua de enfriamiento de 25 °C alcanza una eficiencia individual de 7.1% y en global una eficiencia total de la planta de poligeneración de 30.68%. En otras palabras el ORC acoplado a la planta de poligeneración es el ciclo termodinámico que alcanza una mayor eficiencia termodinámica (eficiencia total) tanto por primera como por segunda ley de la termodinámica, utilizando una temperatura del recurso de enfriamiento típico en plantas de potencia. Por otra parte, el COP desempeñado por el AC acoplado al ORC tanto en los escenarios S1 y S2 alcanza un mejor desempeño termodinámico tanto por primera como por segunda ley, 0.72 y 0.21 respectivamente. Cabe resaltar que en este sentido el COP del GOC no se ha determinado ya que la eficiencia térmica del ciclo implica la definición de sus dos productos electricidad y frío.

Tabla 3.30: Relaciones de destrucción de exergía de la planta de poligeneración.

Planta de poligeneracion con	S1	S2																				
ORC	 <p>Legend: ORC (Red), AC (Green), HX (Blue), CT (Cyan)</p> <table border="1"> <tr><th>Component</th><th>Percentage</th></tr> <tr><td>ORC</td><td>54.03%</td></tr> <tr><td>AC</td><td>21.93%</td></tr> <tr><td>HX</td><td>13.45%</td></tr> <tr><td>CT</td><td>10.6%</td></tr> </table>	Component	Percentage	ORC	54.03%	AC	21.93%	HX	13.45%	CT	10.6%	 <p>Legend: ORC (Red), AC (Green), HX (Blue), CT (Cyan)</p> <table border="1"> <tr><th>Component</th><th>Percentage</th></tr> <tr><td>ORC</td><td>55.96%</td></tr> <tr><td>AC</td><td>21.09%</td></tr> <tr><td>HX</td><td>12.93%</td></tr> <tr><td>CT</td><td>10.02%</td></tr> </table>	Component	Percentage	ORC	55.96%	AC	21.09%	HX	12.93%	CT	10.02%
Component	Percentage																					
ORC	54.03%																					
AC	21.93%																					
HX	13.45%																					
CT	10.6%																					
Component	Percentage																					
ORC	55.96%																					
AC	21.09%																					
HX	12.93%																					
CT	10.02%																					
KAC	 <p>Legend: KAC (Red), AC (Green), HX (Blue), CT (Cyan)</p> <table border="1"> <tr><th>Component</th><th>Percentage</th></tr> <tr><td>KAC</td><td>70.41%</td></tr> <tr><td>AC</td><td>9.81%</td></tr> <tr><td>HX</td><td>10.97%</td></tr> <tr><td>CT</td><td>8.8%</td></tr> </table>	Component	Percentage	KAC	70.41%	AC	9.81%	HX	10.97%	CT	8.8%	 <p>Legend: KAC (Red), AC (Green), HX (Blue), CT (Cyan)</p> <table border="1"> <tr><th>Component</th><th>Percentage</th></tr> <tr><td>KAC</td><td>66.47%</td></tr> <tr><td>AC</td><td>11.15%</td></tr> <tr><td>HX</td><td>12.48%</td></tr> <tr><td>CT</td><td>9.92%</td></tr> </table>	Component	Percentage	KAC	66.47%	AC	11.15%	HX	12.48%	CT	9.92%
Component	Percentage																					
KAC	70.41%																					
AC	9.81%																					
HX	10.97%																					
CT	8.8%																					
Component	Percentage																					
KAC	66.47%																					
AC	11.15%																					
HX	12.48%																					
CT	9.92%																					
GOC	 <p>Legend: GOC (Red), HX (Blue), CT (Cyan)</p> <table border="1"> <tr><th>Component</th><th>Percentage</th></tr> <tr><td>GOC</td><td>82.89%</td></tr> <tr><td>HX</td><td>8.76%</td></tr> <tr><td>CT</td><td>8.35%</td></tr> </table>	Component	Percentage	GOC	82.89%	HX	8.76%	CT	8.35%	 <p>Legend: GOC (Red), HX (Blue), CT (Cyan)</p> <table border="1"> <tr><th>Component</th><th>Percentage</th></tr> <tr><td>GOC</td><td>85.76%</td></tr> <tr><td>HX</td><td>7.13%</td></tr> <tr><td>CT</td><td>7.11%</td></tr> </table>	Component	Percentage	GOC	85.76%	HX	7.13%	CT	7.11%				
Component	Percentage																					
GOC	82.89%																					
HX	8.76%																					
CT	8.35%																					
Component	Percentage																					
GOC	85.76%																					
HX	7.13%																					
CT	7.11%																					

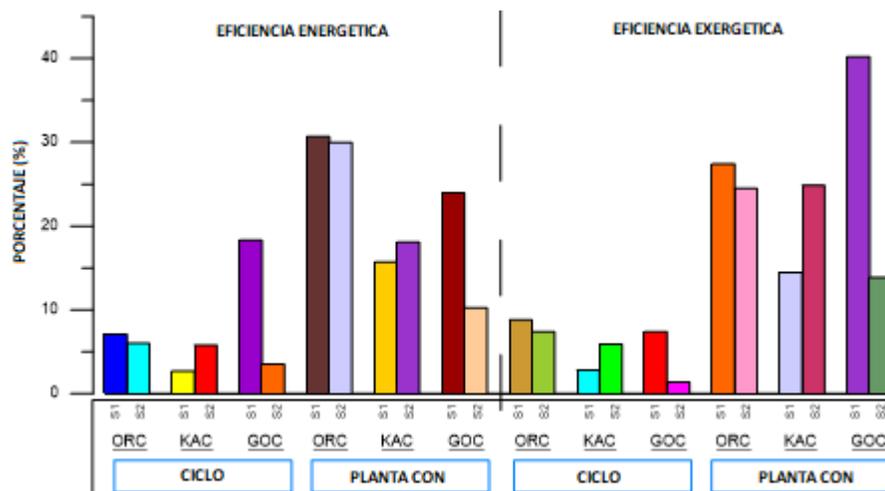


Figura 3.16: Desempeño termodinámico por primera y segunda ley de la termodinámica.

Parámetros de transferencia de calor

La Tabla 3.31, muestra los resultados obtenidos de los parámetros de transferencia de calor para los intercambiadores de calor de los ciclos ORC, KAC y GOC. En términos de parámetros de transferencia de calor la DMLT es un parámetro importante que influye directamente en la superficie de transferencia de calor, entre menor sea la DMLT implica una área de transferencia de calor mayor. En la Tabla 15, se puede observar para el caso del ORC que el componente que implica una mayor área de transferencia de calor operando bajo el escenario S1 es el condensador (11.32 m²), mientras que operando bajo las condiciones de operación del escenario S2 el evaporador es el componente que implica una mayor área de transferencia de calor (7.93 m²). Por otra parte, para el KAC el componente que implica una mayor área de transferencia de calor para ambos escenarios es el evaporador. Para las condiciones de operación del escenario S1 el KAC requiere de un área de transferencia de calor de 68.98 m², mientras que para el escenario S2 el evaporador del KAC requiere de una área de transferencia de calor de 86.23 m². Finalmente, dentro de los componentes del GOC el equipo que requiere una mayor área de transferencia de calor es el boiler o evaporador. Bajo las condiciones de operación del S1 requiere de una área de 68.72 m² y para el S2 requiere de una área de 22.84 m². En términos generales, las dimensiones del KAC y GOC son similares, mientras que las del ORC son mucho más pequeñas.

Tabla 3.31: Parámetros de transferencia de calor de los equipos intercambiadores de calor.

Ciclo	Escenario	Componente	DMLT [°C]	UA [kW/°C]	A [m ²]
ORC	S1	Evaporador	41.96	13.72	5.489
		Condensador	16.44	32.5	11.32
	S2	Evaporador	39.63	22.78	7.93
		Condensador	23.74	14.53	5.81
KAC	S1	Evaporador	15.28	68.98	68.98
		Precalentador	41.41	1.74	2.175
		Condensador	37.80	27.87	25.34
	S2	Evaporador	11.18	86.23	86.23
		Precalentador	33.05	4.89	6.11
		Condensador	32.5	32.68	29.71
GOC	S1	Boiler	6.52	82.47	68.72
		Rectificador	35.01	3.52	17.64
		Evaporador	10.42	3.68	3.069
		Absorbedor	10.33	50	63.69
		RHX	21.68	22.46	12.48
	S2	Boiler	4.85	110.8	22.84
		Rectificador	29.64	1.35	0.045
		Evaporador	4.76	1.47	0.3
		Absorbedor	15.2	35.09	2.3
		RHX	19.34	58.29	3.01

Viabilidad económica

Costos de inversión

La Figura 3.17, muestra una estimación de los costos de inversión de los componentes internos de los ciclos ORC, KAC y GOC. En esta Figura 7, se puede apreciar claramente los componentes que implican un mayor costo y los que implican un costo menor de los ciclos termodinámicos analizados en este trabajo. El ORC operando bajo las condiciones del escenario S1 ha representado un costo de inversión mayor que el ORC operando bajo el escenario S2. El costo total del ORC (S1) asciende a la cantidad de 104,373 USD, mientras que el ORC (S2) alcanza los 90,236 USD. Donde el mayor costo dentro de los componentes del ORC lo constituye el generador con un costo alrededor al 48 % para ambos escenarios. En una menor proporción de costos le continúan el condensador con un 26.92 %, el evaporador con un 13.05 %, la turbina con un 8.25 % y la bomba con un 3.3 %, esto operando bajo el S1. Del mismo modo bajo el S2, los costos del ORC se distribuyen en un 49.86 % para el generador, un 21.82 % para el condensador, un 15.93 % el evaporador, un 8.5 % la turbina y un 3.7 % la bomba. El caso del KAC el costo de inversión es mucho mayor que el del ORC. El costo total del KAC operando bajo el S1 alcanza los 221,259 USD, mientras que bajo las condiciones de operación del S2 alcanzan los 333,820 USD. Dentro de los componentes del KAC la turbina es el componente con un mayor costo. Bajo el S1 la turbina constituye un 32.57 % del costo del ciclo, el generador un 19.99 %, el evaporador 19.24 %, el separador un 15.68 %, el condensador un 9.9 %, el precalentador un 1.8 % y la bomba un 0.69 %. Bajo el S2 los componentes del KAC conforman los siguientes porcentajes; la turbina 36.51 %, el generador un 22.19 %, el separador un 15.68 %, el evaporador un 14.84 %, el condensador un 7.1 %, el precalentador un 2.4 % y la bomba un 1.14 %. En lo que respecta al GOC, los costos de inversión para el S1 y S2 alcanzan los 309,043 USD y 220,162 USD, respectivamente. Estos costos se distribuyen en porcentaje para el S1 de la siguiente manera; 37.66 % la turbina, 22.58 % generador y auxiliares, 13.74 % el boiler, 13.05 % el absorbedor, 5.44 % el rectificador, 4.3 % el RHX, 5 % el evaporador (enfriador) y 1.5 % la bomba. Del mismo modo el GOC operando bajo el S2 la distribución de costos por componente es la siguiente; 28.67 % turbina, 23.57 % boiler, 14.39 % absorbedor, 11.56 % RHX, 10.3 % generador, 6.26 % bomba, 3.99 % rectificador y 1.25 % evaporador.

En general el KAC y el GOC son ciclos termodinámicos más costosos que el ORC, a medida que se incrementa la potencia y el número de componentes que integran el ciclo, se incrementan también los costos de inversión. En términos de costos unitarios el ORC operando bajo el S1 y S2 alcanza un costo de 2528 USD/kW y 2581 USD/kW respectivamente. El KAC

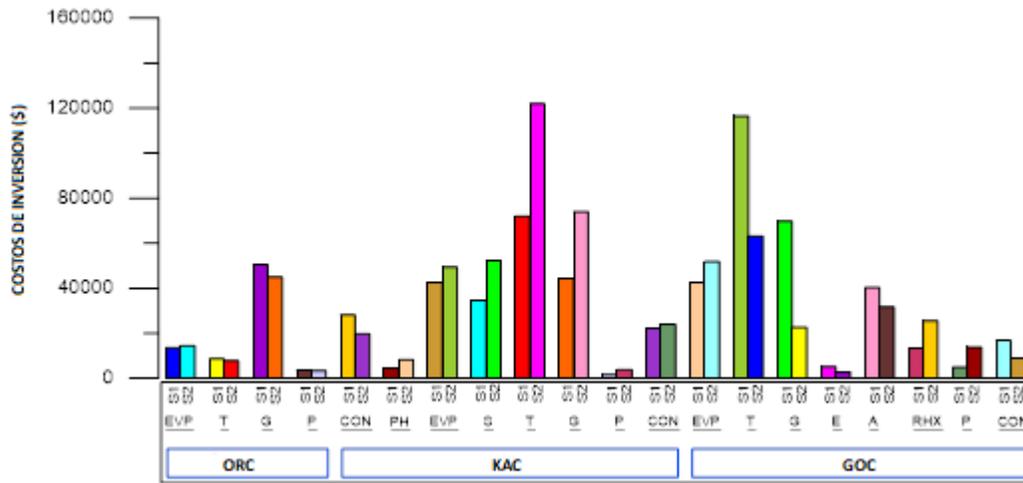


Figura 3.17: Costos de inversión de los diferentes componentes de los ciclos termodinámicos.

Tabla 3.32: Costos de inversión para el ciclo de absorción, en USD.

Ciclo	Acoplado a	G	A	C	E	HX	TOT	Unidad
AC	ORC	12,908	24,382	4,206	13,675	3,408	58,579	\$
	KAC	16,708	40,799	4,075	11,872	15,917	89,372	\$

alcanza un costo unitario de 7048 USD/kW operando bajo el S1 y un costo de 5091 USD/kW operando bajo el S2. Por su parte, el GOC alcanza costos unitarios de 3134 USD/kW y 11516 USD/kW operando bajo el escenario S1 y S2. Por otra parte, tanto el ORC y KAC requieren interconectarse con un AC para lograr la producción de frío. Esto representa una inversión más en la planta de poligeneración. El costo de inversión del AC acoplado al KAC ha resultado ser una inversión mayor que la del AC acoplado al ORC. El costo unitario de generación de frío para el AC acoplado al ORC oscila en los 313 USD/kW, mientras que el costo unitario para el AC acoplado al KAC oscila en los 588 USD/kW. La Tabla 3.32, muestra los resultados de los costos de inversión para el AC.

En cuanto al aprovechamiento del frío producido por el AC o el GOC en la planta de poligeneración, la cámara de refrigeración a medida que se incrementa la carga frigorífica se incrementa su costo. En este caso la cámara de conservación más costosa ha resultado ser la que integra la planta de poligeneración que utiliza un ORC como candidato para la generación de energía eléctrica, alcanzando 51,893.80 USD correspondientes a un volumen de 173 m³. Por otra parte, tanto los ciclos candidatos para la generación de energía eléctrica en la planta de poligeneración, como el AC constituyen un costo de inversión elevado. Sin embargo, el mayor costo de inversión de la planta de poligeneración es atribuible al costo de perforación

Tabla 3.33: Relación de costos de la planta de poligeneración.

Planta de poligeneración con	S1	S2
ORC		
KAC		
GOC		

del pozo geotérmico. El costo de inversión para el caso de la planta de poligeneración con un ORC asciende a un porcentaje mayor del 70 % de la inversión inicial, a un porcentaje superior de un 56 % para la planta poligeneración con un KAC y superior a un 66 % para el caso de la planta de poligeneración con un GOC. Otro componente que también implica un costo elevado es la cámara de conservación (para el caso de la planta acoplada al ORC y al KAC). Este costo oscila entre el 5.13 % al (caso KAC S2) 7.89 % (caso ORC S2). La torre de refrigeración también implica un costo de inversión similar, para el caso del KAC es superior que para los otros casos ya que el KAC requiere de una mayor cantidad de disipación de calor. El costo de inversión de la torre de refrigeración para la planta acoplada al KAC oscila alrededor del 4 % de la inversión total. La Tabla 3.33, muestra la relación de costos de las tecnologías que integran la planta de poligeneración.

Tabla 3.34: Resultados del análisis económico; costos de inversión, beneficios e indicadores económicos.

Ciclo	Escenario	Variable						
		INEL	INCOLD	INDEH	CO&M	CTOT	CF	NPV
		[USD]	[USD]	[USD x 106]	[USD]	[USD x 106]	[USD]	[USD x 106]
ORC	S1	29,677	33,610	2.368	3,688	1.108	327,945	1.684
	S2	25,134	33,610	2.368	3,124	1.094	325,036	1.674
KAC	S1	22,568	27,301	2.328	2,805	1.257	290,249	1.214
	S2	47,141	27,301	2.328	5,859	1.368	301,737	1.200
GOC	S1	43,268	6,905	2.408	5,378	1.172	313,926	1.501
	S2	8,685	1,265	2.408	1,079	1.068	285,919	1.367

Indicadores económicos y beneficios

A medida que se incrementan los productos de la planta de poligeneración se incrementa la viabilidad económica. El mayor beneficio de la planta de poligeneración bajo todos los esquemas es debido a la venta de jitomate seco el cual oscila desde los 2,328,000 USD hasta los 2,408,000 USD. El segundo mejor beneficio lo representa la venta de frio en el caso de los ciclos ORC y KAC y finalmente la venta de electricidad. Los que hace posible una rentabilidad económica de la planta de poligeneración es un flujo de efectivo muy elevado, un costo de inversión bajo, costos de operación y mantenimiento reducidos y egresos (gastos) bajos. Todo esto en conjunto arrojará una buena rentabilidad económica. La Tabla 3.34, muestra los valores obtenidos para la venta de electricidad, venta de frio, venta de jitomate deshidratado, costos de operación y mantenimiento, costo de inversión total, beneficio anual e indicadores económicos como son el NPV y el SRP.

La Figura 3.18, muestra un gráfico donde se pueden comparar la inversión total de la planta de poligeneración, el beneficio anual generado a partir de la venta de productos de la planta de poligeneración y los indicadores económicos. Como puede apreciarse el CF para todos los casos es muy similar, sin embargo el costo de inversión inicial es mucho más elevado para la planta acoplada al KAC y al GOC. Esto hace que la planta de poligeneración con un ORC como candidato para la generación de energía eléctrica, tenga ventajas en la rentabilidad económica. La planta de poligeneración con el ORC operando bajo los escenarios S1 y S2 tiene el mayor NPV y los mejores periodos de recuperación de la inversión, 3.36 y 3.37 años.

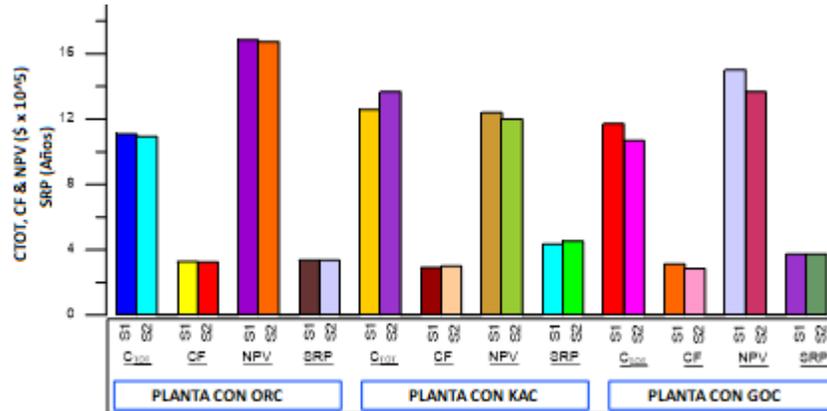


Figura 3.18: Resultados de la viabilidad económica de la planta de poligeneración.

3.5. Conclusiones

El análisis de alternativas conceptuales presentado en la Subsección 3.1, permitió identificar la alternativa de integración más viable conceptualmente desde el punto de vista energético y económico para la planta de poligeneración en cascada. En relación a lo anterior, las características de los sistemas analizados fueron sus múltiples productos y el análisis ha mostrado que dichos sistemas pueden integrarse para obtener un mejor uso de la energía geotérmica para producir electricidad, frío y energía térmica útil, mejorando el aprovechamiento de la energía. Además, mediante el análisis conceptual de alternativas se puede obtener una comparación de cada una de ellas, y por consiguiente de cada producto generado, los productos totales del sistema y la rentabilidad de cada escenario que está ligada a las características termodinámicas del recurso geotérmico de activación de la planta de poligeneración. A partir de los resultados del análisis de alternativas conceptuales, se puede concluir que la potencia mínima de ORC para que el sistema sea rentable, depende de cada alternativa y de la temperatura del recurso geotérmico. Según el SRP, la potencia mínima de ORC para la alternativa A1101 que opera bajo una configuración en cascada en serie, debe ser de 75 kWe, mientras que para la alternativa A2202 la potencia mínima de ORC debe ser de 50 kWe. Con la alternativa A3121, el sistema comienza a mostrar rentabilidad para la potencia de ORC a partir de 150 kWe. Finalmente, de acuerdo con los resultados del análisis de alternativas conceptuales, la alternativa A2202 representaba el sistema multiproducto más favorable desde el punto de vista económico. Sin embargo, considerando el punto de vista energético, la alternativa A1101 es la que alcanza una mayor eficiencia general. Ambas alternativas operan bajo la configuración en serie, es por ello que el sistema conceptual en cascada para la integración de la planta de poligeneración ha resultado ser una configuración en serie y sin necesidad de

aporte de calor suplementario. Cabe resaltar que el calor suplementario puede ser utilizado para incrementar la temperatura del recuso de activación de la planta de poligeneración o en su defecto en los periodos de mantenimiento de las tuberías del pozo geotérmico debido a la incrustación de sales.

Por otra parte, una vez establecida la configuración de la cascada geotérmica de la planta de poligeneración se procedió con la definición preliminar de la planta de poligeneración, en donde se incluyen capacidades nominales de las tecnologías principales que integran los niveles térmicos de la cascada, Subsección 3.2. Por lo tanto, la definición preliminar de la planta de poligeneración queda compuesta por tres niveles térmicos donde el primer nivel térmico está constituido por un ORC, el segundo nivel por un ciclo de absorción de refrigeración y el tercer nivel por un deshidratador de productos agrícolas. En el mismo sentido, se obtuvieron las configuraciones finales factibles para cada alternativa en función del rendimiento y rentabilidad económica. Dentro de los productos agrícolas considerados para la deshidratación el tomate resulto ser la mejor opción energética y económica para la planta de poligeneración. Por otra parte, en relación con los modos de operación de la planta de poligeneración, se alcanzó el costo de inversión más bajo para la alternativa S5 con el modo de operación 2LCD. Sin embargo, este modo de operación no incluye la generación de energía eléctrica por lo que la planta de poligeneración con el modo de operación 3LECD puede cubrir un mayor número de necesidades. Por otro lado, la configuración preliminar de la planta de poligeneración se analizó desde el punto de vista ambiental para obtener una estimación del impacto ambiental de la planta de poligeneración. Los sistemas se compararon con sistemas convencionales que hacen uso del gas natural como combustible. Los resultados mostraron una reducción significativa de las emisiones de CO₂ en todos los casos; para el sistema de 110 kW de potencia, el modo de operación 3LECD resultó ser el mejor y para el sistema de potencia de 50 kW con un modo de operación 2LEC resultó ser el más adecuado. Sin embargo, cualquier modo de operación con el uso de energía geotérmica en forma de cascada, en comparación con el uso de una tecnología convencional, da como resultado un uso de energía muy considerable y beneficioso con la ventaja de evitar las emisiones de CO₂ a la atmosfera. Finalmente, mediante la definición preliminar de la planta de poligeneración se logró la definición de las tecnologías principales de la planta de poligeneración, el esquema de flujo de operación preliminar de la planta y la aproximación a las capacidades nominales de las tecnologías que integran la planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica.

Como se describió al principio de este Capítulo 3, una parte crítica para que la planta de poligeneración sea exitosa desde el punto de vista termodinámico y económico, es la adecuada selección de la tecnología de la generación de energía eléctrica. En la Subsección

3.3, se presentó un análisis comparativo del desempeño termodinámico y económico de los ciclos Kalina (KAC), Goswami (GOC) y Rankine orgánico (ORC) acoplados a una planta de poligeneración que utiliza energía geotérmica de bajo grado de temperatura para producir simultáneamente, electricidad, refrigeración y productos deshidratados. Para realizar el análisis comparativo se sometieron las tecnologías candidatas para la generación de energía eléctrica bajo dos escenarios de operación diferentes ligados principalmente con la temperatura de activación de la planta de poligeneración y el agua de enfriamiento. Para alcanzar el objetivo, primeramente se tuvo que realizar un análisis energético en base a la primera ley de la termodinámica y posteriormente se realizó un análisis a través de la segunda ley de la termodinámica para obtener las irreversibilidades de los componentes y poder determinar la destrucciones de exergía de los componentes y ciclos ORC, KAC y GOC acoplados a la planta de poligeneración, así como el desempeño termodinámica de los ciclos por primera y segunda ley de la termodinámica. Posteriormente, se realizó un análisis de los parámetros de transferencia de calor mediante los cuales se determinaron los costos de los equipos intercambiadores de calor de la planta de poligeneración. Finalmente se realizó un análisis de la viabilidad económica mediante el que se determinaron costos de inversión y los principales indicadores económicos de la planta de poligeneración. A partir del desarrollo del trabajo se han obtenido las siguientes conclusiones. La primera es que mediante el análisis por primera ley de la termodinámica se logró obtener los flujos energéticos de la planta de poligeneración. Comenzando con los ciclos candidatos para la generación de energía eléctrica donde el ciclo mediante el que se puede lograr una mayor producción de potencia resulto ser el KAC operando bajo las condiciones de operación del escenario S2. Sin embargo, el mejor desempeño termodinámico por primera ley de la planta de poligeneración en conjunto se logró mediante la utilización del ORC como tecnología candidata para la generación de energía eléctrica. La segunda conclusión es que mediante el análisis por segunda ley de la termodinámica se logró obtener las irreversibilidades de los componentes internos de los ciclos candidatos para la generación de energía eléctrica. En este sentido, el ciclo que representa una mayor cantidad de irreversibilidades ha resultado ser el KAC, mientras que el ciclo que presenta una menor cantidad de irreversibilidades ha resultado ser el ORC. En términos generales, todos los ciclos acoplados a la planta de poligeneración ha representado la mayor cantidad de irreversibilidades respecto de los otros componentes de la planta. De los resultados obtenidos se determina que una cantidad mayor al 54 % de la destrucción de exergía dentro de la planta de poligeneración es debida a los ciclos candidatos para la generación de energía eléctrica. La tercera conclusión es que mediante el análisis de la viabilidad económica se logró obtener los costos de inversión e indicadores económicos de la planta de poligeneración acoplada a los ciclos

ORC, KAC y GOC. Donde se determinó que el KAC y el GOC son ciclos más costosos que el ORC, lo que trae como consecuencia una mejor rentabilidad de la planta de poligeneración que integra un ORC como candidato para la generación de energía eléctrica. Sin embargo, para todos los casos de los ciclos de generación de potencia acoplados a la planta de poligeneración se ha obtenido una rentabilidad económica buena con un periodo de recuperación de la inversión inicial menor a 5 años. Finalmente, cabe resaltar que la rentabilidad económica favorable se debe al proceso de deshidratación de la planta de poligeneración, si la planta de poligeneración no incluyera en su tercer nivel térmico la deshidratación, la rentabilidad económica no sería favorable.

Como conclusión general de este Capítulo, la mejor configuración conceptual de la planta de poligeneración ha resultado ser una configuración en serie integrada por tres niveles térmicos en cascada. Los tres niveles térmicos quedan definidos en primer lugar por una tecnología de generación eléctrica con una potencia nominal de entre 50 – 100 kWe, en segundo lugar por una tecnología de refrigeración activada térmicamente con una potencia frigorífica de entre 10 – 40 TR y finalmente un deshidratador geotérmico con capacidad de deshidratar hasta 500 kg de producto fresco por día. Finalmente la tecnología de generación de energía eléctrica que permite un mejor desempeño termodinámico y económico de la planta de poligeneración es un ciclo ORC, acoplado a una máquina de absorción de simple efecto y a un deshidratador geotérmico.

3.6. Referencias

1. CFE, Informe final medición de la presión, temperatura y calibración de pozo GSE-S01, Localizado en la Población de Zimirao, Mpio., de Zinapecuaro, Michoacán, DINYAC-013-2011, 2011.
2. N. Segovia, R. M. Barragan, E. Tello, R. Alfaro, y M. Mena, Geochemical characteristics and ^{222}Rn measurements at Cuitzeo Basin (Mexico) thermal springs and artesian wells, Proc. World Geotherm. Congr. 2015, no. April, p. 6 p., 2005.
3. N. Segovia, R. Barragan, E. Tello, R. Alfaro, y M. Mena, Geochemical Exploration at Cuitzeo Basin Geothermal Zone (Mexico), J. Appl. Sci., vol. 5, no. 9, pp. 1658–1664, 2005.
4. LEG 2014, Ley de energía geotérmica. Nueva Ley publicada en el Diario Oficial de la Federación el 11 de agosto de 2014. Cámara de Diputados del H. Congreso de la Unión,

- . p. 2014, 2014.
5. M. Astolfi, M. C. Romano, P. Bombarda, y E. Macchi, Binary ORC (organic Rankine cycles) power plants for the exploitation of medium-low temperature geothermal sources - Part A: Thermodynamic optimization, *Energy*, vol. 66, pp. 423–434, 2014.
 6. Turboden. Disponible: <http://www.turboden.eu/en/home/index.php>.
 7. Opcon. Disponible: http://www.opcon.se/web/Opcon_Powerbox_2.aspx.
 8. Electratherm. Disponible: <https://electratherm.com>.
 9. Ago. Disponible: <http://www.ago.ag/en/agocongelado/>.
 10. J. R. Estévez Salas, Hot spring at Ölkelduháls in the Hengill area, Geothermal training programe, United Nations University, Report 4, Noviembre, 2012.
 11. Kalvis. Disponible: <http://kalvisboilers.co.uk>.
 12. A. Vidal Castrejón, Diseño Y Construcción De Un Deshidratador Hibrido Con Energías Alternas, p. 131, 2013.
 13. V. M. Ambriz-Díaz, C. Rubio-Maya, J. J. Pacheco Ibarra, S. R. Galván González, y J. Martínez Patiño, Analysis of a sequential production of electricity, ice and drying of agricultural products by cascading geothermal energy, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 28, pp. 18092–18102, 2017.
 14. J. Graham, Icemaking plant, Ministry of agriculture, fisheries and food. FAO corporate document repository, Torrey Advisory Note No. 68. Disponible: <http://www.fao.org/wairdocs/tan/x>
 15. M. Van Nguyen, S. Arason, M. Gissurarson, y P. G. Pálsson, *Uses of Geothermal Energy in Food and Agriculture: Opportunities for Developing Countries*. 2015.
 16. L. Y. Bronicki, The potential of geothermal energy, *Perspect. Energy*, vol. 3, no. 1, pp. 103–106, 1994.
 17. M. V. Biezma y J. R. San Cristóbal, Investment criteria for the selection of cogeneration plants - A state of the art review, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 5–6, pp. 583–588, 2006.

18. C. Rubio-Maya, E. Pastor Martínez, C. E. Romero, V. M. Ambriz Díaz, y J. J. Pacheco-Ibarra, Techno-economic assessment for the integration into a multi-product plant based on cascade utilization of geothermal energy, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 108, no. July, pp. 84–92, 2016.
19. V.M. Ambriz-Diaz, C. Rubio-maya, J.J. Pacheco-Ibarra, H.C. Gutierrez, y J. Rangel, Avoidable and unavoidable exergy analysis for a cascade geothermal plant producing electricity, cooling and useful heat, *Conference paper*, pp. 1–6, 2017.
20. Y. Goswami y F. Xu, Analysis of a new thermodynamic cycle for combined power and cooling using low and mid temperature solar collectors, *J. Sol. Energy Eng. Trans. ASME*, vol. 121, no. 2, pp. 91–97, 1999.
21. A. A. Hasan y D. Y. Goswami, Exergy analysis of a combined power and refrigeration thermodynamic cycle driven by a solar heat source, *J. Sol. Energy Eng. Trans. ASME*, vol. 125, no. 1, pp. 55–60, 2003.
22. D. Y. Goswami, G. Tamm, y S. Vijayaraghavan, A new combined power and cooling cycle for low temperature heat sources, *Proc. 2003 Int. Jt. Power Gener. Conf.*, no. June 2016, pp. 979–985, 2003.
23. M. Feidt, M. Costea, S. Petrescu, y C. Stanciu, Nonlinear thermodynamic analysis and optimization of a carnot engine cycle, *Entropy*, vol. 18, no. 7, pp. 1–18, 2016.
24. R. DiPippo, Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants, *Geothermics*, vol. 36, no. 3, pp. 276–285, 2007.
25. X. Chen, R. Z. Wang, L. W. Wang, y S. Du, A modified ammonia-water power cycle using a distillation stage for more efficient power generation, *Energy*, vol. 138, pp. 1–11, 2017.
26. T. S. Lee, Second-Law analysis to improve the energy efficiency of screw liquid chillers, *Entropy*, vol. 12, no. 3, pp. 375–389, 2010.
27. M. Dixit, S.C. Kaushik, y A. Arora, N. Delhi, A. Arora, y D. Technological, Energy and exergy analysis of absorption- compression cascade refrigeration system, *J. of Thermal Engineering*, vol. 2, no. 6, pp. 995-1006, 2016.

28. M. Mazloumi, M. Naghashzadegan, y K. Javaherdeh, Simulation of solar lithium bromide-water absorption cooling system with parabolic trough collector, *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 10, pp. 2820–2832, 2008.
29. P. Leduc, P. Smague, A. Leroux, y G. Henry, Low temperature heat recovery in engine coolant for stationary and road transport applications, *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 834–842, 2017.
30. J. G. Andreasen, U. Larsen, y F. Haglind, Design of organic Rankine cycles using a non-conventional optimization approach, *ECOS 2015 - 28th Int. Conf. Effic. Cost, Optim. Simul. Environ. Impact Energy Syst.*, 2015.
31. F. Wakana, Preliminary Study of Binary Power Plant Output Comparing ORC and Kalina for Low-Temperature Resources in Rusizi Valley, Burundi, *ARGE-C5 Conf.*, no. 36, 2014.
32. F. Xu, D. Yogi Goswami, y S. S. Bhagwat, A combined power/cooling cycle, *Energy*, vol. 25, no. 3, pp. 233–246, 2000.
33. R. V. Padilla, G. Demirkaya, D. Y. Goswami, E. Stefanakos, y M. M. Rahman, Analysis of power and cooling cogeneration using ammonia-water mixture, *Energy*, vol. 35, no. 12, pp. 4649–4657, 2010.
34. J. Sarkar y S. Bhattacharyya, Application of graphene and graphene-based materials in clean energy-related devices Minghui, *Arch. Thermodyn.*, vol. 33, no. 4, pp. 23–40, 2012.
35. C. He et al., The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle, *Energy*, vol. 38, no. 1, pp. 136–143, 2012.
36. T. Deethayat, T. Kiatsiriroat, y C. Thawongamyingsakul, Performance analysis of an organic Rankine cycle with internal heat exchanger having zeotropic working fluid, *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 6, pp. 155–161, 2015.
37. H. A. Patel, L. N. Patel, D. Jani, y A. Christian, Energetic Analysis of Single Stage Lithium Bromide Water Absorption Refrigeration System, *Procedia Technol.*, vol. 23, pp. 488–495, 2016.
38. M. Kilic y O. Kaynakli, Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system, *Energy*, vol. 32, no. 8, pp. 1505–1512, 2007.

39. F. Ziegler, Relationships between temperature differences in heat exchangers of heat transformation devices, *Rev. Générale Therm.*, vol. 37, no. 7, pp. 549–555, 1998.
40. X. Zhang, L. Wu, X. Wang, y G. Ju, Comparative study of waste heat steam SRC, ORC and S-ORC power generation systems in medium-low temperature, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 106, pp. 1427–1439, 2016.
41. N. F. Santos-Sánchez, R. Valadez-Blanco, M. S. Gómez-Gómez, A. Pérez-Herrera, y R. Salas-Coronado, Effect of rotating tray drying on antioxidant components, color and rehydration ratio of tomato saladette slices, *LWT - Food Sci. Technol.*, vol. 46, no. 1, pp. 298–304, 2012.
42. C. He, Y. Jiao, C. Tian, Z. Wang, y Z. Zhang, The exergy loss distribution and the heat transfer capability in subcritical Organic Rankine Cycle, *Entropy*, vol. 19, no. 6, 2017.
43. B. R. Fu, S. W. Hsu, Y. R. Lee, J. C. Hsieh, C. M. Chang, y C. H. Liu, Performance of a 250 kW organic rankine cycle system for off-design heat source conditions, *Energies*, vol. 7, no. 6, pp. 3684–3694, 2014.
44. S. Cignitti, J. G. Andreasen, F. Haglind, J. M. Woodley, y J. Abildskov, Integrated working fluid-thermodynamic cycle design of organic Rankine cycle power systems for waste heat recovery, *Appl. Energy*, vol. 203, no. September, pp. 442–453, 2017.
45. F. Raúl y P. Arrieta, Design of heat exchangers for waste heat recovery wiht the kalina cycle, 2006.
46. M. Pollet, L. Gosselin, J. Dallaire, y F. Mathieu-Potvin, Optimization of geothermal power plant design for evolving operating conditions, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 134, no. December 2017, pp. 118–129, 2018.
47. D. Y. Kim y K. C. Kim, Thermal performance of brazed metalfoam-plate heat exchanger as an evaporator for organic Rankine cycle, *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 451–458, 2017.
48. R. Capata y E. Zangrillo, Preliminary design of compact condenser in an organic rankine cycle system for the low grade waste heat recovery, *Energies*, vol. 7, no. 12, pp. 8008–8035, 2014.

49. P. Dorj, Thermoeconomic Analysis of a New Geothermal Utilization CHP Plant, no. 2. 2005.
50. K. Ibum, Absorption Refrigeration System as an Integrated Condenser Cooling Unit in Geothermal, no. 1. 2010.
51. S. Kalogirou, G. Florides, S. Tassou, and L. Wrobel, Design and construction of a lithium bromide water absorption refrigerator, CLIMA 2000/Napoli 2001 World Congr., no. September 2001, pp. 15–18, 2001.
52. W. F. Stoecker, Refrigeration and freezing of foods, Ind. Refrig. Handb., pp. 1–60, 1998.
53. Oxycom, Air changes per hour, pp. 6–7, 2017.
54. C. Notario and M. Sosa, El jitomate (*Solanum lycopersicum*): aporte nutrimental, enfermedades postcosecha y tecnologías para su almacenamiento en fresco, Temas selectos de Ingeniería de Alimentos, vol. 6, no. 1. pp. 40–53, 2012.
55. V. M. A. Díaz, C. Rubio-Maya, J. M. Belman-Flores, E. P. Martínez, y J. J. P. Ibarra, Analysis of alternatives for a multiproduct system using geothermal energy under cascade utilization concept, Imece2015-52217, no. November, pp. 1–11, 2015.
56. E. L. Salvador, Feasibility Study: Cost estimation of geothermal development, UNU-GTP and La Geo, pp. 1–15, 2014.
57. S. Lemmens, Cost engineering techniques & their applicability for cost estimation of organic rankine cycle systems, Energies, vol. 9, no. 7, 2016.
58. Gunnar T, Yogi G, Shaoguang L, Afif AH. A novel combined power and cooling thermodynamic cycle for low temperature heat sources-part I: Theoretical investigation, Solar Engineering, ASME 2002.
59. C. Martin, y Y. Goswami, and S. Florida, “Experimental Verification of a Combined Power and Cooling Thermodynamic Cycle, Proceedings of Solar Conference, pp. 1-4, 2004.
60. M. Akbari, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, y M. A. Rosen, Energy and exergy analyses of a new combined cycle for producing electricity and desalinated water using geothermal energy, Sustain., vol. 6, no. 4, pp. 1796–1820, 2014.

61. J. W. Lund, Design of Small Fruit Drier Using Geothermal Energy, no. Febrero 1996.
62. A. Khaireh, I. N. N. Field, Cooling system design for a binary power plant in North Goubhet Field, Djbouti, United Nations University, Geothermal Training Programe, no. 18, 2012.
63. V. M. Ambriz-Díaz, C. Rubio-Maya, J. J. Pacheco Ibarra, S. R. Galván González, y J. Martínez Patiño, Analysis of a sequential production of electricity, ice and drying of agricultural products by cascading geothermal energy, Int. J. Hydrogen Energy, vol. 42, no. 28, pp. 18092–18102, 2017.
64. P. Thangavel, P. Somasundaram, T. Sivakumar, C. S. Kumar, y G. Vetriselvan, Simulation analysis of compression refrigeration cycle with different refrigerants,” vol. 2, pp. 127–131, 2013.
65. G. David, F. Michel, and L. Sanchez, Waste heat recovery projects using organic rankine cycle technology–Examples of biogas engines and steel mills applications, World Eng. Conv., 2011.
66. C. Kutscher, Small-scale geothermal power plant field verification projects: preprint, GRC 2001 Annu. Meet., p. 15, 2001.
67. Chemical Engineering. Updating the CE plant cost index. Disponible: <https://www.che.com>>, ed; 2002.
68. H. P. Loh, J. Lyons, y I. I. I. Charles W. White, Process Equipment Cost Estimation, Final Report, Other Inf. PBD 1 2002.
69. Chemical Engineering. Economic indicators 2009 2008 2007. Disponible: <https://www.che.com>>, ed; 2009.
70. Chemical Engineering. Economic indicators 2011 2012 2013. Disponible: <https://www.che.com>>, ed; 2014.
71. Chemical Engineering. Economic indicator 2015. Disponible: <https://www.che.com>>, ed; 2015.
72. Chemical Engineering. Economic indicator 2015 2016 2017. Disponible: <https://www.che.com>>, ed;2017.pdf .

73. Biomass briquete systems. Disponible: <http://www.biomassbriquettesystems.com/listings>.
74. G. Morin, J. Dersch, W. Platzer, M. Eck, y A. Häberle, Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants, *Sol. Energy*, vol. 86, no. 1, pp. 1–12, 2012.
75. Goldstein B, y Hiriart G, Intergovernmental panel on climate change, Working group III mitigation of climate change .
76. D. Gielen, D. Saygin, N. Wagner, y N. Gutierrez, A renewable energy Road map, Mexico: SENER, 2015.
77. C. M. G. C. Renard, C. Ginies, B. Gouble, S. Bureau, y M. Causse, Home conservation strategies for tomato (*Solanum lycopersicum*): Storage temperature vs. duration-Is there a compromise for better aroma preservation?, *Food Chem.*, vol. 139, no. 1–4, pp. 825–836, 2013.

3.7. Nomenclatura

Acrónimos

<i>GEI</i>	Gases de efecto invernadero
<i>GOC</i>	Ciclo Goswami
<i>KAC</i>	Ciclo Kalina
<i>ORC</i>	Ciclo Rankine orgánico
<i>AC</i>	Ciclo de absorción
<i>DEH</i>	Deshidratador
<i>HX – I</i>	Intercambiador de calor

Superíndices

<i>CC</i>	Ciclo combinado
<i>NG</i>	Gas natural
<i>N</i>	Años

Letras griegas

Δ	Variación
ε	Efectividad, %
ε	Factor de emisiones, $\frac{kg}{kWh}$
η	Eficiencia, %
ρ	Densidad, $\frac{kg}{m^3}$
φ	Efectividad, %

Latín

A	Área, m^2
C	Costos de inversión, \$
$C_{U/EL}$	Costo unitario de electricidad, $\frac{\$}{kWh}$
$C_{U/DP}$	Costo unitario del producto seco, $\frac{\$}{kg}$
$C_{U/FP}$	Costo unitario del producto fresco, $\frac{\$}{kg}$
$C_{U/O\&M}$	Costos unitarios de operación y mantenimiento, $\frac{\$}{kWh}$
CF	Flujo de efectivo, \$
C_{LAT}	Calor latente, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
C_P	Calor específico a presión constante, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
C_{OM}	Costos de operación y mantenimiento, \$
COP	Coficiente de operación
$ECOP$	Coficiente de operación exergético
\dot{E}_D	Destrucción de exergía, kW
EG	Egresos, \$
EG_{DEH}	Egreso por compra de productos agrícolas, \$
$E\dot{Q}_{UD}$	Tasa de energía para usos directos, kW
EW	Energía eléctrica, kWh
$DMLT$	Diferencia media logarítmica de temperaturas, $^{\circ}C$
Δx	Espesor, m
\dot{F}	Consumo de combustible, kW
f_{dt}	Factor de producción de hielo
g	Aceleración de gravedad, $\frac{m}{s^2}$
h	Entalpia, $\frac{kJ}{kg}$
h_0, h_s	Coficiente convectivo de transferencia de calor, $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$
k_p	Conductividad térmica, $\frac{kW}{m \cdot K}$
i	Tasa de interes, %
I_G	Entropia generada, $\frac{kJ}{s \cdot K}$
IN	Ingresos, \$
I_s	Irradiación solar, $\frac{kW}{m^2}$
L	Profundidad, m
L_w	Profundidad, m
M, m	Masa, kg
\dot{m}	Flujo másico, $\frac{kg}{s}$
N	Años

N	Vida útil, <i>Años</i>
NPV	Valor presente neto, \$
P	Presión, <i>kPa</i>
PCI	Poder calorífico inferior, $\frac{kJ}{kg}$
PCT	Porcentaje para usos directos, %
\dot{Q}	Tasa de calor, <i>kW</i>
s	Entropía, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
SPR	Periodo de recuperación de la inversión, <i>años</i>
T	Temperatura, °C
\bar{T}_{DEH}	Temperatura media termodinámica deshidratación
\bar{T}_{CS}	Temperatura media termodinámica cámara de conservación
T_0	Temperatura del estado de referencia, °C, <i>K</i>
t	Tiempo, <i>h</i>
t_{op}	Tiempo de operación anual, <i>h</i>
U	Coefficiente global de transferencia de calor, $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$
UA	Capacidad de transferencia de calor, $\frac{kW}{^\circ C}$
UC	Costo unitario, $\frac{\$}{unit}$
v	Velocidad, $\frac{m}{s}$
\dot{W}	Potencia, <i>kW</i>
z	Altura, <i>m</i>

Subíndices

<i>A</i>	Absorbedor
<i>ANNUAL</i>	Anual
<i>B</i>	Boiler
<i>c</i>	Colectores solares
<i>C</i>	Condensador
<i>CC</i>	Ciclo combinado
<i>CON</i>	Convencional
<i>CS</i>	Cámara de conservación
<i>CW</i>	Agua de enfriamiento, agua fría
<i>E</i>	Evaporador
<i>E, EL</i>	Electricidad
<i>DEH</i>	Deshidratador
<i>DUD</i>	Disponible para usos directos
<i>DP</i>	Producto seco
<i>FP</i>	Producto fresco
<i>g</i>	Generador eléctrico
<i>G</i>	Generador
<i>GEO</i>	Geotérmico
<i>GW</i>	Pozo geotérmico
<i>H</i>	Alta
<i>HE</i>	Medio efecto
<i>HW</i>	Agua caliente
<i>in</i>	Entrada
<i>I</i>	Primera ley
<i>II</i>	Segunda ley
<i>ICE</i>	Hielo
<i>L</i>	Baja
<i>M</i>	Mezclador
<i>MC</i>	Cámara de mezclado
<i>out</i>	Salida
<i>P</i>	Bomba
<i>PH</i>	Precalentador
<i>R</i>	Rectificador
<i>RW</i>	Pozo reinyector

<i>S</i>	Separador
<i>Supp</i>	Suplementario
<i>SE</i>	Simple efecto
<i>T</i>	Turbina
<i>TAR</i>	Tecnología de refrigeración activada térmicamente
<i>TOT</i>	Total
<i>UD</i>	Usos directos
<i>V</i>	Válvula
<i>VAP</i>	Vaporización
<i>V – 1</i>	Válvula 1
<i>V – 2</i>	Válvula 2
<i>W</i>	Water
<i>x</i>	Calidad, fracción de masa
0	Estado de referencia
1...24	Estados termodinámicos
1 <i>r</i> ...4 <i>r</i>	Estados termodinámicos del ORC
1 <i>k</i> ...9 <i>k</i>	Estado termodinámicos del KAC
1 <i>a</i> ...10 <i>a</i>	Estados termodinámicos del AC
1 <i>g</i> ...12 <i>g</i>	Estados termodinámicos del GOC
2 <i>Ag</i> ...2 <i>Bg</i>	Estados termodinámicos

Capítulo 4

Definición y características de la integración definitiva de la planta de poligeneración utilizando los recursos geotérmicos en cascada

En este Capítulo 4, se describirá la definición e integración definitiva de la planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica la selección y descripción de tecnologías comerciales que la integran. Primeramente, se realizara la descripción de definitiva de la planta de poligeneración Sección. En esta Sección, se realizara la descripción del diagrama de operación y componentes de la planta de poligeneración, así como la descripción de los componentes o tecnologías que la integran. Cabe resaltar que la selección de las tecnologías y capacidades nominales de las tecnologías se ha realizado en función de los procedimientos descritos en el Capítulo, así como también en función de las posibilidades económicas y alcances técnicos d este trabajo que está ligado con el proyecto P16 del CEMIE-GEO. Posteriormente, en la Sección se describirá el lugar de instalación de la planta de poligeneración y sus características geotérmicas. Después, en la Sección, se describirá el montaje, acoplamiento e integración de las tecnologías en la planta de poligeneración. Finalmente, en la Sección se describirá la integración virtual y práctica de la planta de poligeneración con uso en cascada de os recursos geotérmicos de media y baja entalpia.

4.1. Descripción de la integración definitiva de la planta de poligeneración

La Figura 4.1, muestra el diagrama de operación de planta de poligeneración con uso en cascada con sus componentes principales y tecnologías auxiliares. La planta geotérmica en cascada está integrada por tres tecnologías principales; un Ciclo Rankine Orgánico (ORC-1), una Máquina de Enfriamiento por Absorción (MEA-1) y un deshidratador (D-1). La planta es activada mediante un recurso geotérmico de media temperatura. Mediante este recurso y las tecnologías mencionadas anteriormente, la planta tiene la capacidad de producir operando en condiciones de diseño (condiciones que se denominaran reales para los efectos del presente estudio), 40 kWe mediante el ORC, 50 RT mediante la MEA-1 y aproximadamente 30 kWt mediante el deshidratador. Por otra parte, de las 50 RT que produce la MEA-1, 25 RT son destinadas para la conservación de producto fresco y 25 RT para el enfriamiento del condensador del ORC. En el sistema existen cuatro circuitos principales: uno de aporte térmico denominado circuito caliente (fluido geotérmico o agua caliente proveniente de la caldera auxiliar), circuito caliente de la cascada (agua caliente no geotérmica), circuito de rechazo de calor (agua de refrigeración de las maquinas ORC-1 y MEA-1) y otro de agua fría (producto frigorífico de la MEA-1). La Figura 4.1, muestra un esquema conceptual simplificado a nivel componentes de la planta piloto experimental. Mientras que en la Figura 4.2, se aprecia un esquema detallado con la instrumentación y control de la planta piloto experimental a nivel tecnologías principales y auxiliares.

En la Figura 4.2, se muestra el diagrama de la planta piloto experimental en el que se incluyen los tres niveles térmicos de la cascada así como equipos auxiliares del sistema en conjunto, válvulas equipos de bombeo e interconexiones de tuberías. Es de notorio que en la Figura 4.2, no se aprecian los componentes que integran el ORC-1 y la MEA-1. Sin embargo, en la Figura 4.1, se puede apreciar que estas tecnologías están conformadas por una turbina, un evaporador, un condensador y una bomba, tal es el caso del ORC-1, y por un generador, un condensador, un evaporador, un absorbedor, una bomba y dos válvulas de expansión, tal es el caso de la MEA-1.

Por otra parte, el diagrama presentado en la Figura 4.2, incluye una caldera, una máquina de producción de hielo, un tanque de gas L.P., algunas otras bombas. Esto es debido a que el objetivo de este trabajo está ligado como se mencionó anteriormente al Proyecto CEMIE-GEO P16, en donde debido a razones económicas, técnicas y de tiempo de ejecución de actividades se realizaron cambios a la planeación inicial del proyecto, por lo que también

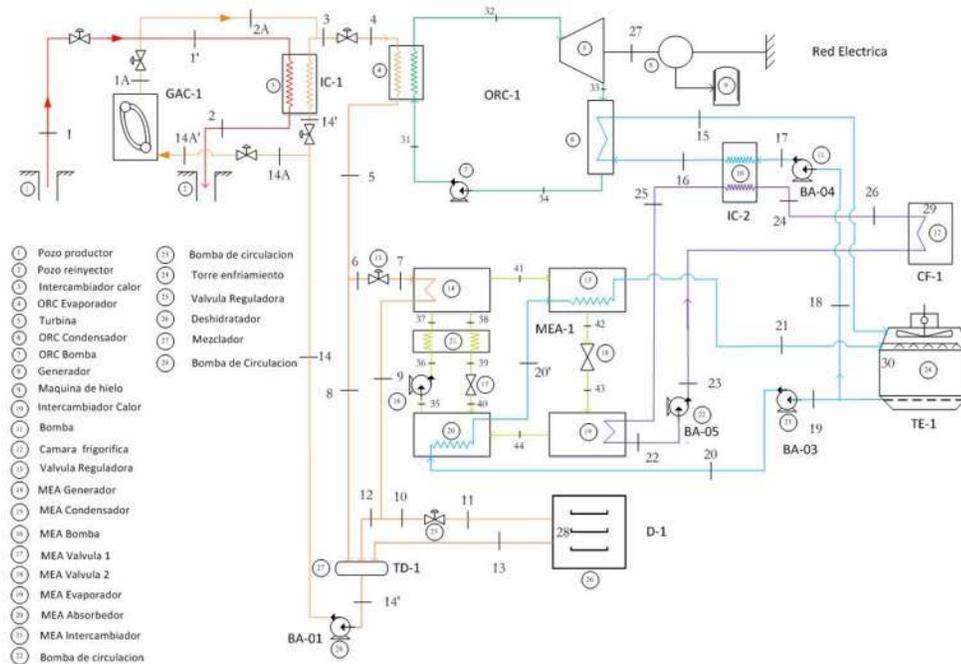


Figura 4.1: Diagrama conceptual a nivel componentes de la planta piloto experimental.

influenció al desarrollo este trabajo. En el proyecto se optó por integrar una caldera auxiliar por cuestiones de permisos por parte de la CFE, para utilizar los recursos geotérmicos para la generación de energía eléctrica. Por otra parte, el proyecto contemplaba la producción de hielo sin embargo, las máquinas de absorción activadas con recurso térmicos de baja temperatura con capacidad de producción de hielo son demasiado costosas, por lo que se optó por utilizar una máquina de absorción del par de trabajo LiBr-H₂O, mediante la cual se logran un producto frigorífico utilizado para bajar la temperatura de condensación del ORC y para conservar productos frescos en una cámara de conservación. Sin embargo para la producción de hielo se optó por integrar una máquina de producción de hielo tubular de consumo eléctrico (electricidad del ORC).

Estos son algunos de los cambios realizado en el proyecto P16 que influenciaron este trabajo, cabe resaltar que estos cambios no afectaron en los análisis de las tecnologías seleccionadas para la integración de la planta de poligeneración, ni los objetivos ni alcances del presente trabajo.

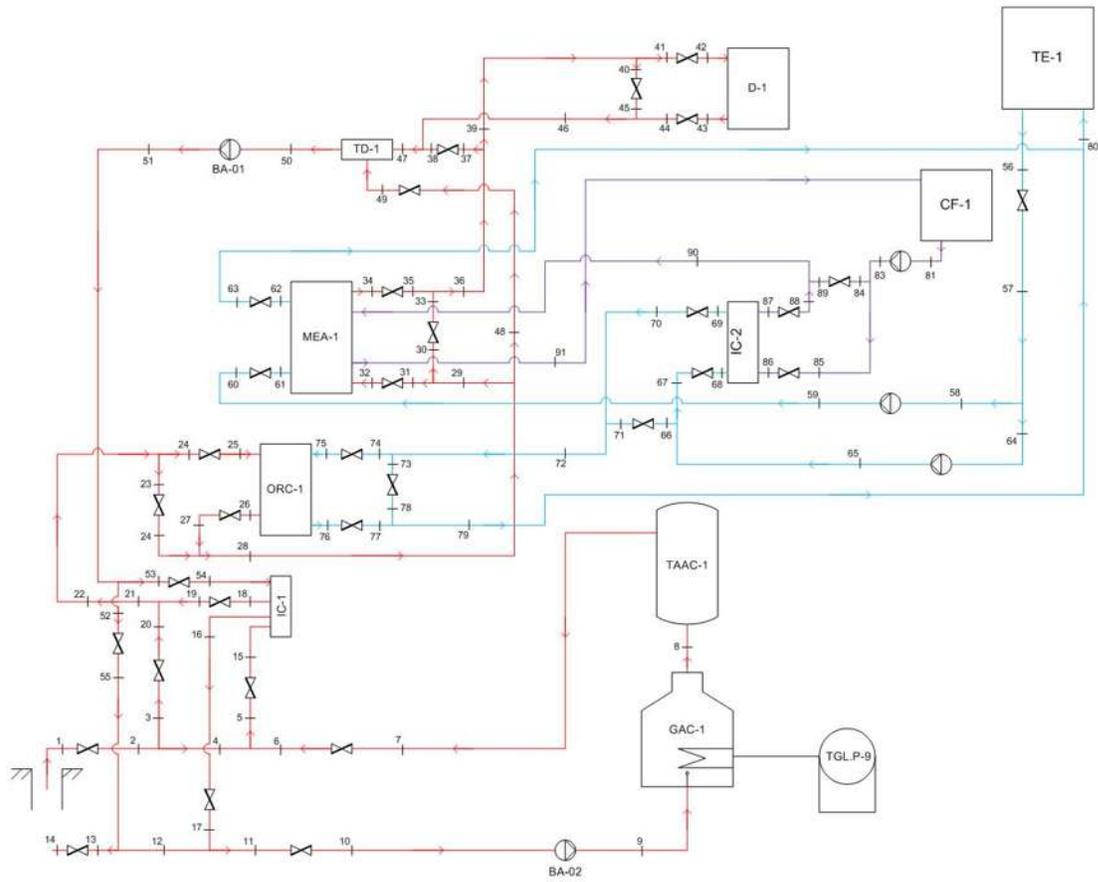


Figura 4.2: Diagrama detallado de a nivel tecnologías de la planta piloto experimental.

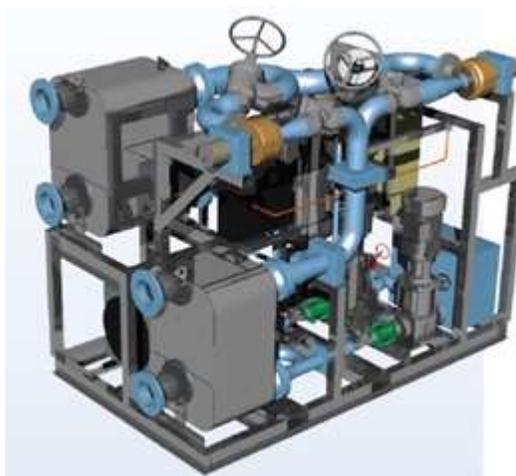


Figura 4.3: ORC ENOGIA ENO-40LT.

Tabla 4.1: Módulo ORC ENO-40LT.

Parámetro	Valor
Fluido de trabajo	R245fa (R134a opcional)
Flujo de calor	Hasta 800 kW a 90 °C
Eficiencia	Desde 5 a 8 %
Peso	2 toneladas
Fluido de entrada	Agua/glicol
Temperatura de activación	60 °C
Máxima temperatura	120 °C
Enfriamiento	Agua/glicol, 10 a 30 °C

4.1.1. Descripción del subsistema ORC

La planta con uso en cascada de la energía geotérmica contempla en su primer nivel térmico la generación de electricidad mediante un ciclo ORC. La tecnología y seleccionada por motivos económicos y técnicos ha resultado ser un ciclo ORC del fabricante ENOGIA SAS modelo ENO-40 LT. Este sistema motriz primario tiene la capacidad de generar 40 kWe nominales. El ENO-40 LT es un módulo completo que incluye todos los componentes para realizar la conversión de energía térmica a eléctrica. La Figura 4.3, muestra una vista del sistema ORC ENO-40-LT [1], que es básicamente una configuración de ciclo Rankine simple.

Las principales características nominales del sistema se pueden ubicar en la Tabla 4.1.

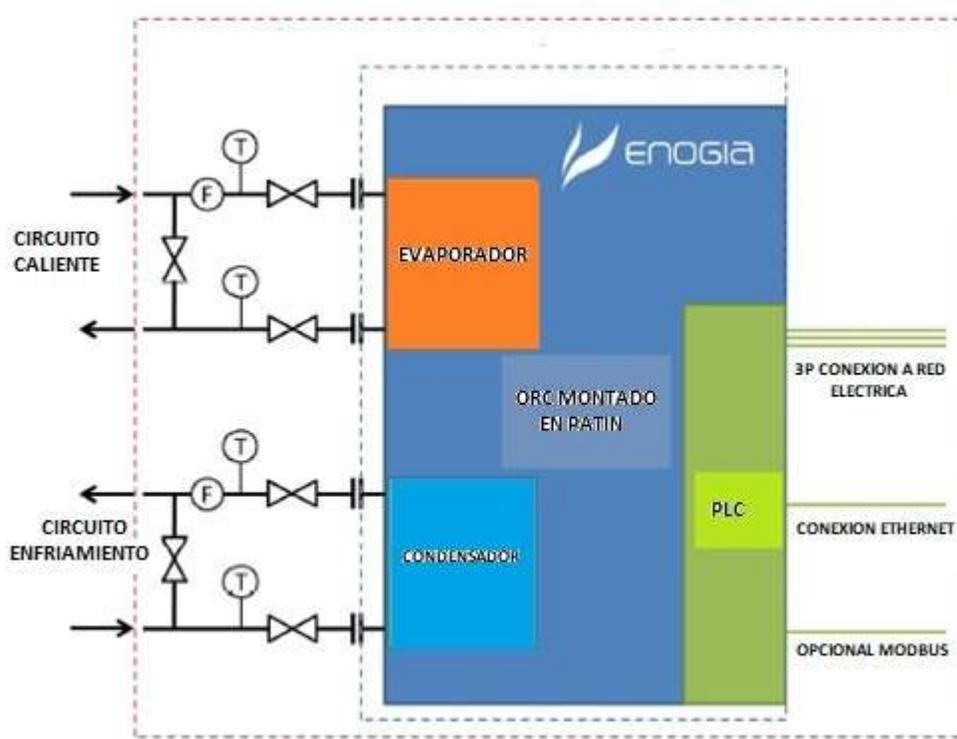


Figura 4.4: Recomendaciones de las conexiones para el correcto funcionamiento del ORC.

Características de conexiones del ORC

A continuación se presenta las características de las conexiones del módulo ORC. Estas características han sido proporcionadas por el fabricante:

- Posicionar el patín de ORC en el lugar deseado para su operación.
- Conectar el agua caliente a las bridas de agua caliente del ORC.
- Conexión del agua de enfriamiento a las bridas de agua de enfriamiento del ORC.
- Conexión de la conexión eléctrica de rejilla a alimentar.
- Conexión de la línea de datos Ethernet al ORC PLC integrado.
- Si es necesario conectar el bus de datos local Modbus al PLC integrado ORC.

El siguiente esquema muestra las conexiones a realizar con el fin de asegurar el correcto funcionamiento de la unidad ORC (ver, Figura 4.4).

Especificaciones del agua a utilizar en el módulo ORC

Con el fin de garantizar el correcto funcionamiento y una larga vida útil del ORC, debe ser usada solamente agua limpia, con las siguientes especificaciones:

- Agua neutra a ligeramente alcalina PH (7-8.5).
- Agua libre de material abrasivo.
- Agua con pocos sólidos disueltos (o nada de solidos).
- Los intercambiadores de calor están hechos de acero inoxidable (304 L como estándar, 316 L como opcional) con soldadura fuerte de cobre.

Condiciones ambientales de operación

Dentro de las condiciones de operación críticas para la operación del ORC, se distinguen las siguientes:

- La temperatura ambiente máxima de funcionamiento del ORC es 40 °C.
- La temperatura ambiente máxima de almacenamiento del ORC es 50 °C.
- La temperatura mínima de funcionamiento del ORC es 0 °C.
- Temperatura de almacenamiento en frío mínima del ORC es de -10 °C.

4.1.2. Descripción del subsistema TAR

En el segundo nivel térmico de la planta se contempla la generación de frío mediante una máquina de absorción de simple efecto que opera con el par de trabajo bromuro de litio-agua (BrLi-H₂O). La máquina que se integra en este nivel térmico de la cascada es una máquina de 50 toneladas de enfriamiento (TR) de capacidad. La Figura 4.5, muestra un esquema de esta tecnología [2].

El principio de funcionamiento de esta máquina es el de un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto que opera con el par de trabajo BrLi-H₂O, donde el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente. La Figura 4.6, muestra el principio de operación básico.

Un esquema más detallado de la máquina, sus flujos y componentes se ilustra en la Figura 4.7. Cabe mencionar que la máquina de absorción de simple efecto THERMAX por



Figura 4.5: Máquina de enfriamiento THERMAX.

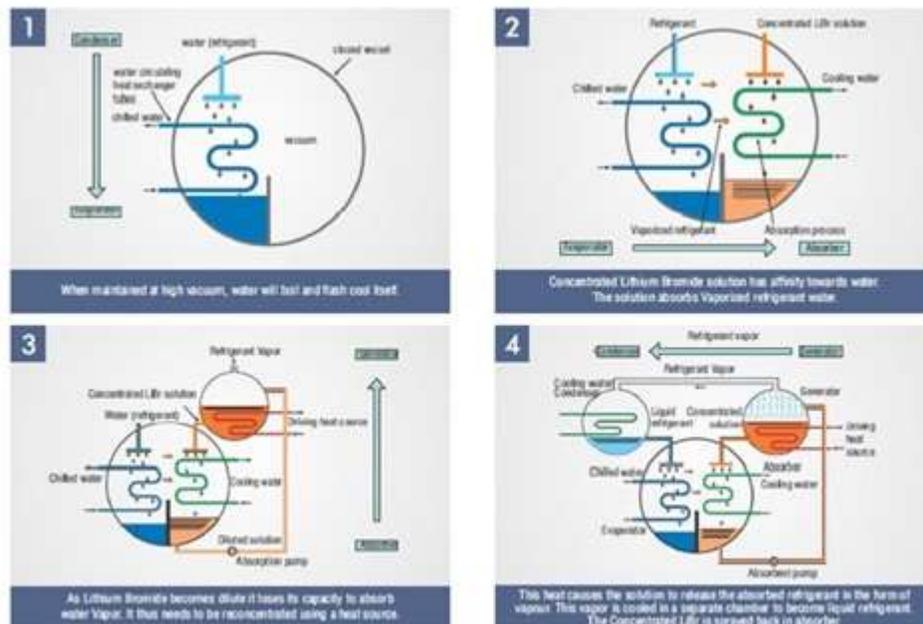


Figura 4.6: Principio de operación.

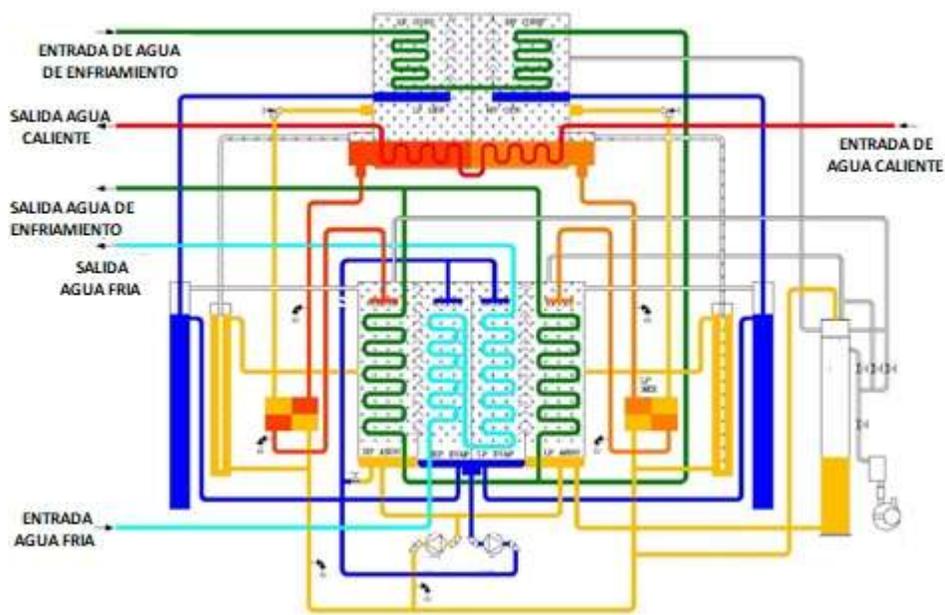


Figura 4.7: Representación esquemática de la máquina THERMAX.

ser su refrigerante agua no alcanza temperaturas de enfriamiento inferiores a los $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, y es necesario un equipo auxiliar para reducir la temperatura por debajo de los $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, si se requiere la producción de hielo.

En la Tabla 4.2 y Tabla 3, se muestran las especificaciones técnicas proporcionadas por el fabricante de la maquina THERMAX de 50 TR. La Tabla 2, muestra las características de operación proporcionadas por el fabricante para el circuito de agua fría. La máquina THERMAX tiene una capacidad de enfriamiento de 50 TR para un flujo de agua fría de $21.6\text{ m}^3/\text{h}$ a una temperatura de $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La Tabla 4.3, muestra las características de operación proporcionadas por el fabricante THERMAX para la máquina de 50 TR. La máquina, maneja un caudal de agua refrigerante de $52\text{ m}^3/\text{h}$ y una temperatura de agua de enfriamiento de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La Tabla 4.4, muestra las características de activación de la máquina de absorción de simple efecto THERMAX. Para la activación de la maquina se requieren $21.9\text{ m}^3/\text{h}$ de agua caliente a $95\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Las ilustraciones anteriores muestran la máquina construida con todos sus componentes. Como información adicional se tiene la información de la Tabla 4.5 que contiene las dimensiones principales de la máquina, así como sus principales características físicas. Las especificaciones eléctricas de la máquina también se muestran en la Tabla 4.6.

Tabla 4.2: Circuito de agua fría.

Parámetro	Valor
Caudal de agua fría	21.6 m ³ /h
Temperatura de entrada del agua fría	12 °C
Temperatura de salida del agua fría	5 °C
Pasos del evaporador	4
Perdida de presión del circuito de agua fría	1.7 m
Diámetro de conexión de agua fría	80 DN
Tipo de glicol	NA
Glicol de agua enfriada	0.0 %
Factor de ensuciamiento del agua enfriada	Estándar
Presión máxima de trabajo	

Tabla 4.3: Circuito de refrigeración de agua.

Parámetro	Valor
Flujo de agua refrigerante	52 m ³ /h
Temperatura del agua de enfriamiento a la entrada	25 °C
Temperatura de agua de enfriamiento a la salida	32 °C
Pasos en absorbedor/condensador	4/2
Perdida de presión en el circuito de agua de enfriamiento	4.3 m
Diámetro de conexión del agua de enfriamiento	100 DN
Tipo de glicol	NA
Enfriamiento agua glicol	0.0 %
Factor de ensuciamiento del agua	Estándar
Máxima presión de trabajo	8 kg/cm ²

Tabla 4.4: Circuito de agua caliente.

Parámetro	Valor
Caudal de agua caliente	21.9 m ³ /h
Temperatura a la entrada de agua caliente	95 °C
Temperatura a la salida del agua caliente	85°C
Pasos en el generador	4
Perdidas de presión en el circuito de agua caliente	1 m
Diámetro de conexión del agua caliente	80 DN
Tipo de glicol	NA
Agua caliente glicol	0.0 %
Factor de ensuciamiento del agua caliente	Estándar
Máxima presión de trabajo	8 kg/cm ²

Tabla 4.5: Datos físicos.

Parámetro	Valor
Largo	2535 mm
Ancho	1635 mm
Alto	2200 mm
Peso operativo	4.20 ton
Peso inundado	5.60 ton
Peso en seco	3.40 ton
Peso para traslado	3.80 ton
Espacio de limpieza de tubos	2110 mm

Tabla 4.6: Datos eléctricos.

Fuente de alimentación	415 V \pm 10 %, 50 Hz \pm 5 %, 3; Phase+N
Potencia consumida	5.1 KVA
Capacidad de la bomba absorbente	1.1 kW
Capacidad de la bomba refrigerante	0.1 kW
Valoración de la bomba de vacío	0.75 kW

Descripción del subsistema auxiliar para producir hielo

La máquina de hielo tubular es un equipo secundario de la planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica. Esta máquina consume electricidad producida por el ORC. Las características de interconexión de la máquina son una tensión de 220 Volts, una fase y 60 Hz de frecuencia. La máquina de hielo tubular tiene una capacidad de producción de 1000 kg de tubos de hielo de 29 mm a una temperatura ambiente de 30 °C y 22 °C del agua limpia (apta para consumo humano) a la entrada de la máquina. Esta máquina de hielo tubular utiliza refrigerante R404A como fluido de trabajo. En general, la máquina de hielo tubular opera bajo el principio de operación de un ciclo de compresión, donde el calor del condensador se disipa al medio ambiente a través del aire [3].

4.1.3. Descripción del subsistema DEH

El deshidratador, es un deshidratador tipo bandejas el cual es activado mediante el agua caliente geotérmica. Donde este deshidratador consume cerca de 1 kg/s de agua caliente de la planta de poligeneración. La energía del agua caliente es disipada para ser utilizada en el proceso de secado del producto fresco a través de un intercambiador de calor del régimen gas-liquido (un radiador). En el intercambiador el aire se induce a tener un contacto indirecto con el agua caliente para posteriormente aprovecharse la energía adquirida por el aire en la

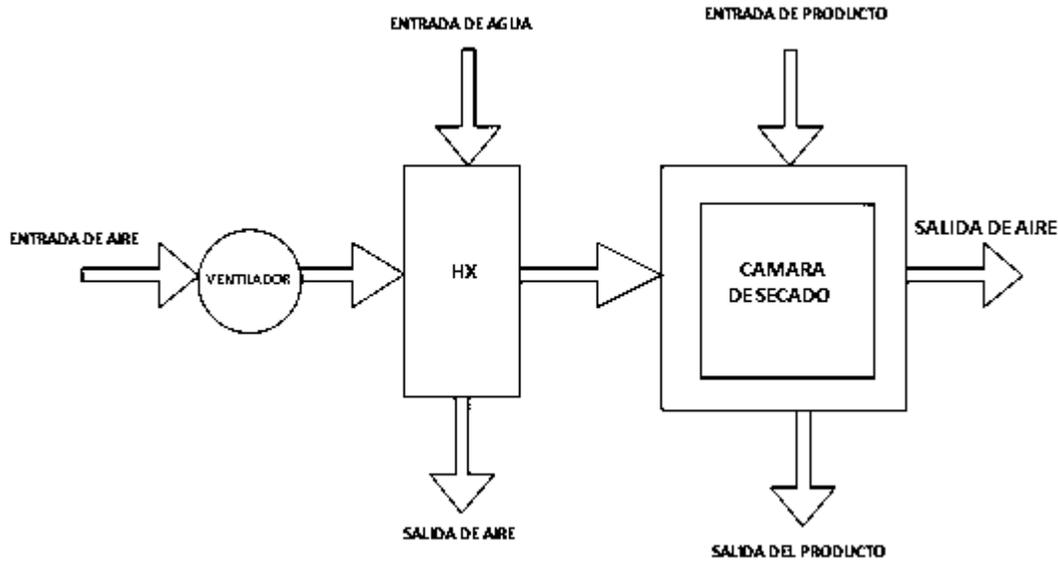


Figura 4.8: Proceso de deshidratación y acoplamiento del deshidratador.

deshidratación de producto fresco. En las figuras 4.8-4.9, se muestran algunas especificaciones típicas del proceso de deshidratación y técnicas de las bandejas del sistema de deshidratación.

Las figuras 4.10-4.11 muestran un bosquejo del sistema de deshidratación, la ruta de los fluidos de trabajo en la cabina de deshidratación y la interacción del aire caliente con las bandejas donde se coloca el producto fresco a deshidratar. En estas figuras 4.10-4.11, también se puede apreciar el intercambiador de calor donde se efectúa e intercambio de calor entre el fluido geotérmico de la cascada de la planta de poligeneración y el aire utilizado como fluido del secado del producto fresco [4].

4.1.4. Descripción de la caldera auxiliar

La caldera auxiliar tiene la función de un equipo principal, esta caldera es la encargada de dar el aporte térmico al ciclo en algunas pruebas experimentales y en casos de que el pozo geotérmico no se encuentre en operación. La caldera para proporcionar este aporte térmico al ciclo quema gas natural como combustible o también puede quemar gas licuado a presión. La Figura 4.12, muestra un bosquejo de la caldera auxiliar y sus componentes (ver Tabla 4.7). Mientras que la Figura 4.13, muestra un diagrama de flujo de la caldera [5].

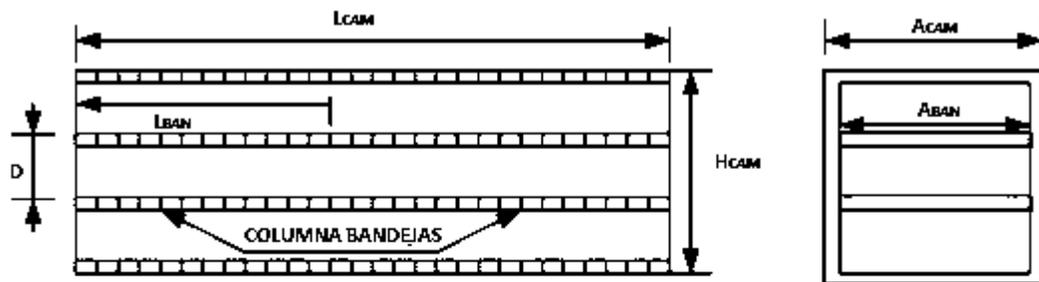


Figura 4.9: Bandejas del deshidratador.



Figura 4.10: Características generales del deshidratador.

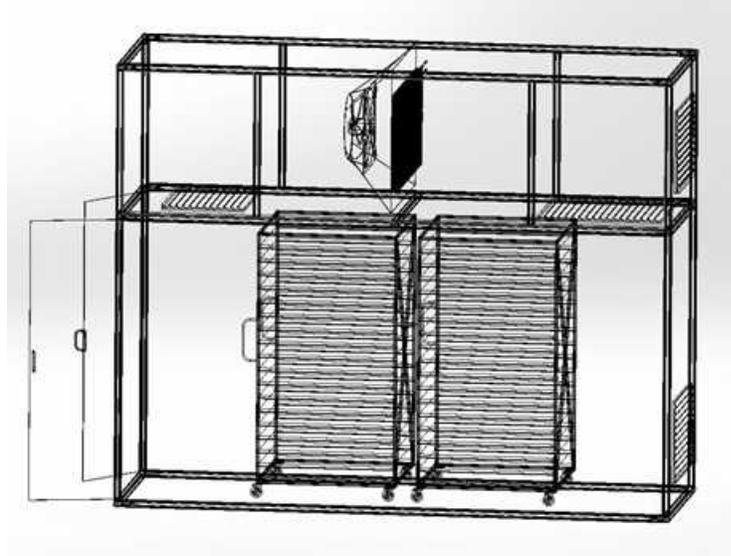


Figura 4.11: Elementos estructurales del deshidratador.

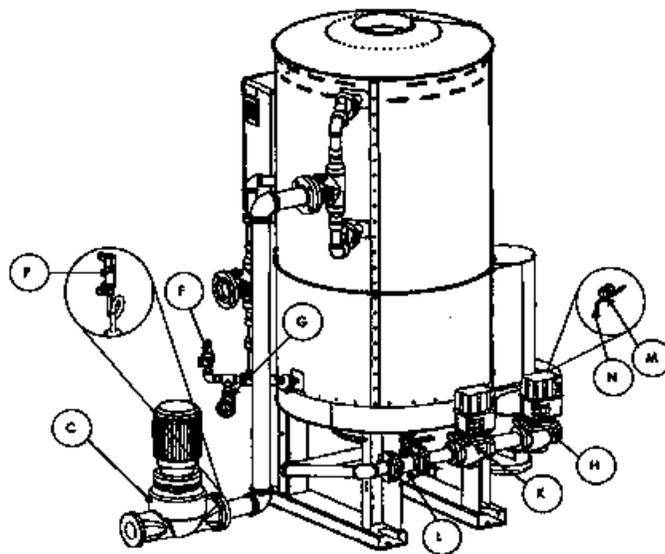


Figura 4.12: Caldera y componentes.

Tabla 4.7: Componentes de la caldera.

Componente	Descripción
A	Bomba de agua
F	Válvula de alivio
G	Válvula Drene de la unidad
H	Válvula de seguridad de gas
K	Válvula principal de gas
L	Válvula manual principal de gas
M	Válvula piloto de gas
N	Grifo piloto de gas
P	Manómetro de gas

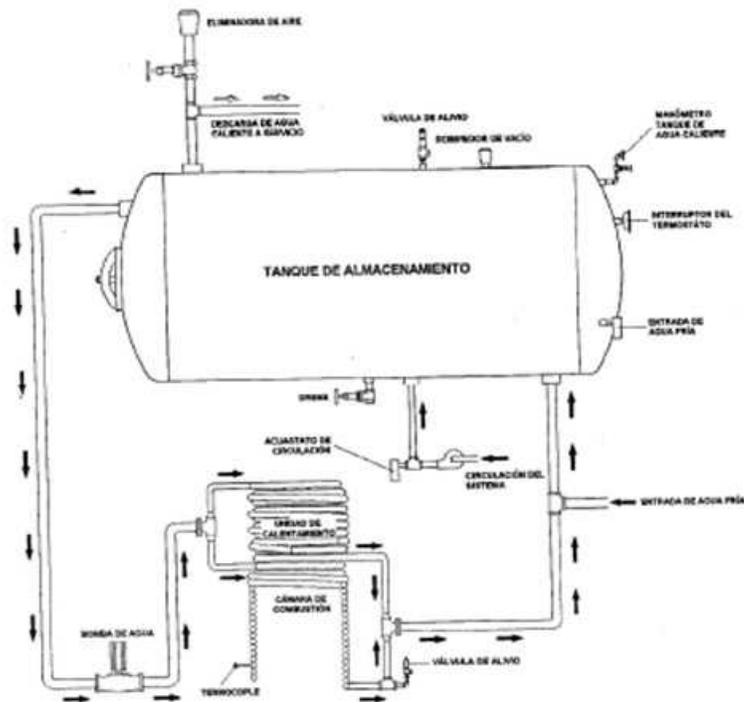


Figura 4.13: Diagrama de flujo de la caldera.

4.1.5. Descripción de la cámara de mezclado

La cámara de mezclado es el componente o subsistema auxiliar de la planta de poligeneración encargado de reunir el flujo total de agua caliente de la cascada térmica. Es decir, reúne el flujo proveniente del ORC, máquina THERMAX y del deshidratador para volver a comenzar el ciclo en cascada.

4.1.6. Descripción del HX-I

El intercambiador principal es un intercambiador de placas que tiene como finalidad evitar el contacto del fluido geotérmico con todos los subsistemas principales (equipos principales). Mediante este intercambiador se reducen problemas de corrosión en los intercambiadores de calor de los equipos principales de la planta. Esto debido al uso de un fluido con un menor contenido de sales que la salmuera geotérmica, es decir, la salmuera geotérmica llega a este intercambiador principal y en este dispositivo se realiza el intercambio de calor con un fluido secundario más limpio que es el que pasa por todos los equipos principales de la planta en una forma de cascada. La transferencia de calor en este tipo de intercambiador de calor se obtiene cuando el medio caliente transfiere energía a través de las láminas delgadas al medio opuesto (fluido frío) sin mezclar los dos medios. El principio de operación es de un tipo de intercambiador de calor (contracorriente). Por otra parte, el diseño de la placa permite una alta efectividad de la transferencia de calor así como del flujo de masa. Este tipo de intercambiador de calor alcanza longitudes de 0.5 a 1.5 m y alcanza a cubrir flujos volumétricos de hasta 70 m³/h. En general, el intercambiador de calor garantiza un trabajo fácil de tuberías y servicio ya que desmontando el intercambiador en la etapa de servicio no hay necesidad de quitar tuberías.

El patrón ondulado "espiga de pescado" asegura un flujo turbulento en toda el área efectiva. Además, este patrón trae contacto "metálico" entre las placas, y junto con los dispositivos de bloqueo "Sonder Lock" en las juntas, el paquete de placas se monta fácilmente. El paquete de placas se mantiene firme y seguro entre la cabeza fija y el seguidor móvil del bastidor. Este intercambiador de calor está construido bajo las normas de construcción EN13445 (PED 2014/68 / UE) y ASME sec VIII, Div. 1. En cuestiones físicas el marco del intercambiador es un marco pintado color RAL 5010 y también cuenta con un bastidor de acero inoxidable. La presión de diseño para el marco y el bastidor oscila en valores de 1.0/1.6 MPa (145/232 PSI).

Por otra parte, las conexiones de este intercambiador de calor son bridas DN65/2 ½" de acero al carbono, mientras que el revestimiento es elaborado de AISI 316 o titanio. El material

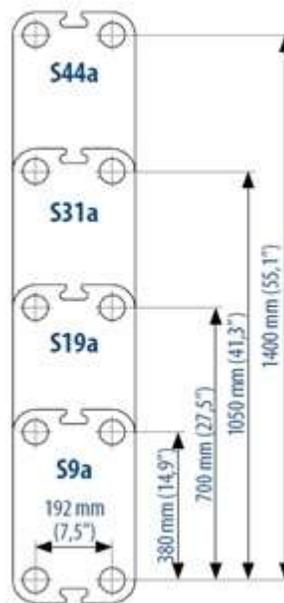


Figura 4.14: Características de interconexión del intercambiador principal.

de la placa es un AISI 304, AISI 316, 254 SMO y titanio. El intercambiador de calor tiene características especiales en sus juntas. Utiliza la junta "Sonder lock" no pegada que bloquea las placas con fuertes botones de goma, de modo que las placas se guían fuertemente durante el montaje del intercambiador de calor de placas. Los materiales de estas juntas son: NBR, EPDM y Viton.

En lo que cabe este dispositivo de intercambio de calor, se cuenta con equipo extra como lo es:

- Cubierta de seguridad en acero inoxidable.
- Chaqueta aislante • Llave de montaje.
- Pies de fundación.
- Brida del instrumento.
- Termómetro y manómetro

La Figura 4.14, muestra un esquema del intercambiador de calor principal [6].



Figura 4.15: Intercambiador de calor entre ORC y máquina de absorción.

4.1.7. Descripción del HX-II

El dispositivo de intercambio de calor entre el circuito de enfriamiento de ORC y la máquina de absorción es un intercambiador de calor de régimen liquido-liquido. La función de este intercambiador de calor es permitir disminuir unos cuantos grados la temperatura del agua de enfriamiento del condensador del ciclo ORC. Es decir, este intercambiador de calor permitirá interactuar el fluido frío de la máquina de absorción y el agua de enfriamiento del condensador del ciclo de producción de potencia. Mediante este intercambiador de calor se garantiza una operación más estable del ciclo ORC. En la Figura 4.15, se muestra una vista de este intercambiador de calor [6].

El intercambiador de calor de placas consiste en un paquete de placas de metal corrugado con portillas para el paso de los dos fluidos entre los que tendrá lugar la transferencia de calor. Se forman canales entre las placas y los orificios de esquina están dispuestos de manera que los dos medios fluyen a través de canales alternos. El calor se transfiere a través de la placa entre los canales, y se crea un flujo de contracorriente completo para la máxima eficiencia posible. La ondulación de las placas proporciona el paso entre las placas, soporta cada placa contra la adyacente y aumenta la turbulencia, dando como resultado una transferencia de calor eficiente (ver Figura 4.16).

Los materiales de fabricación de este tipo de intercambiador de calor son materiales estandarizados en este caso el marco es un acero templado, las boquillas son de acero al carbono, mientras que las tuberías y las placas son fabricadas de acero inoxidable. Por otra parte, este intercambiador de calor cuenta con una área máxima de transferencia de calor

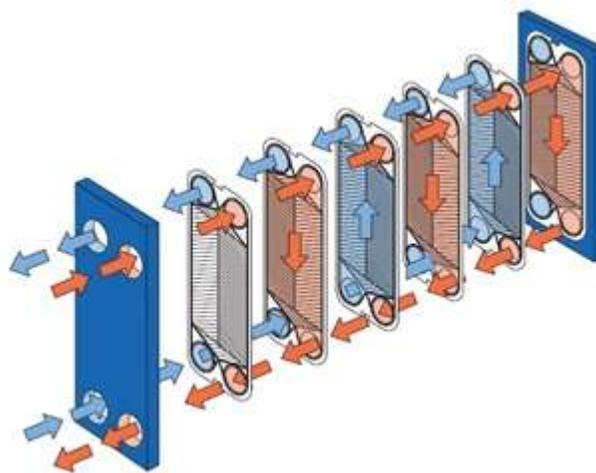


Figura 4.16: Principio de trabajo.

Figura 4.17: Especificación de dimensiones y conexiones.

de 7.1 m². Mientras que la presión de diseño alcanza valores de 7.1 MPa a una temperatura aproximada de 180 °C. Otras especificaciones técnicas de conexiones y dimensiones útiles para el acoplamiento se pueden apreciar en la Figura 4.17.

4.1.8. Descripción de la torre de enfriamiento

La torre de enfriamiento tiene una vital importancia para la operación de la planta. Mediante esta torre de enfriamiento se realiza el enfriamiento del condensador del ciclo ORC y el enfriamiento del condensador y absorbedor de la máquina de absorción. Esta torre de enfriamiento tiene la capacidad de reducir la temperatura de un flujo de agua caliente de 640 GPM de 89.6 °F a 77 °F si las condiciones del aire húmedo son 68 °F [7].

En cuanto a especificaciones generales, la torre de enfriamiento cuenta con sus conexiones de entrada de agua caliente, salida de agua fría, conexión de alimentación de agua, drenaje etc. La Tabla 4.8, muestra la especificación de estas características.

También la torre de enfriamiento cuenta con 1 rodete de cuatro aspas y cuenta con un motor con un consumo de 15 HP. La Tabla 4.9, muestra las características del equipo mecánico.

Los materiales de construcción para la torre de enfriamiento varían en las diferentes composiciones de la misma. Por ejemplo, el cuerpo y la cisterna la mayor parte de sus componentes son fabricados de fibra de vidrio. Mientras que los rodetes son fabricados de acero galvanizado

Tabla 4.8: Especificaciones generales de la torre de enfriamiento.

Especificación	Magnitud
Largo	368 cm
Ancho	244 cm
Altura	397 cm
Peso de embarque	1,830 kg
Entrada de agua caliente	8"
Salida de agua fría	8"
Rebosadero	2"
Alimentación de agua	1"
Drenaje	2"
Purga	$\frac{1}{4}$ "
Volumen de agua en la cisterna	2380 lts

Tabla 4.9: Equipo mecánico de la torre de enfriamiento.

Especificación	Magnitud
Numero de rodetes	1
Diámetro de rodete	185 cm
Numero de aspas por rodetes	4
Material de construcción en rodetes	Fibra de vidrio con resina de poliamida
Numero de motores	1
H.P.	15
R.P.M	850
Características del motor	TCCV 230/460 V, 3 fases, 60 Hz, F.S.=1.15

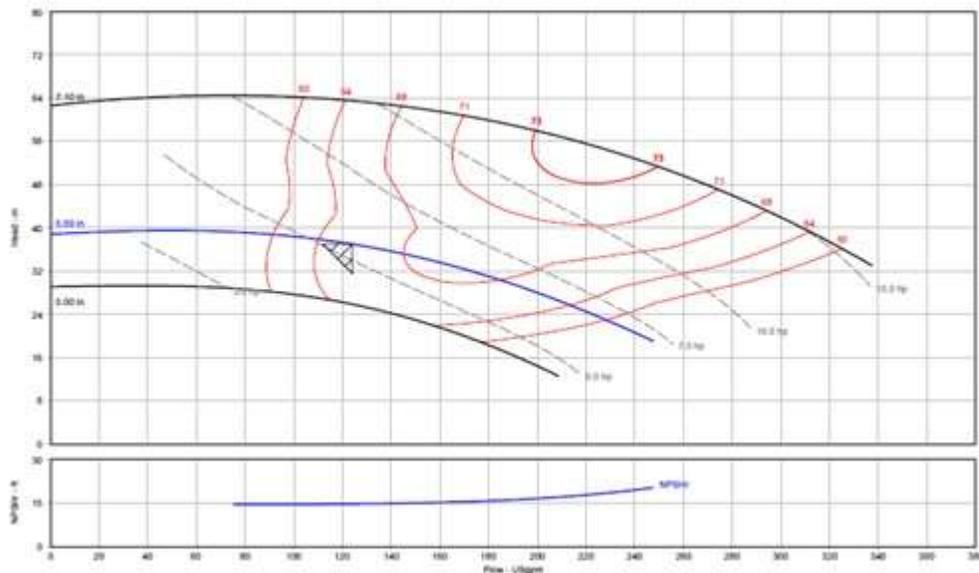


Figura 4.18: Curvas de operación de la bomba.

y la tornillería es de acero inoxidable.

4.1.9. Descripción de la cámara de almacenamiento

4.1.10. Descripción de las bombas

Bomba de alta temperatura

La función de la bomba de alta temperatura es recircular el flujo total de toda la cascada de la planta. Esta bomba está diseñada para una temperatura máxima de 248 °F a un flujo de 124 GPM y una frecuencia de operación de 60 Hz. Especificaciones de las curvas de operación de la bomba de alta temperatura se pueden observar en la Figura 4.18 [8].

El correcto acoplamiento de la bomba a las líneas principales de la planta es de vital importancia. Mediante un adecuado acoplamiento de la bomba de recirculación se garantiza la recirculación del flujo del fluido geotérmico para así repetir sucesivamente el ciclo. Además mediante la adecuada selección del acoplamiento de la bomba y las tuberías de recirculación se minimizan caídas de presión en los acoplamientos o tuberías de la planta, lo que hace un ciclo más eficiente. La Tabla 4.10, muestra las características de conexión de la bomba de alta temperatura.

Tabla 4.10: Características de acoplamiento de la bomba.

Boquillas	Diámetro (in)
Succión	2
Descarga	1.5

Bombas de agua de enfriamiento

Anteriormente, se mencionó el sistema de bombeo para el circuito de agua caliente de la planta. Ahora si bien, la planta geotérmica emplea un circuito de agua caliente para aportar energía a las tecnologías que se activan con energía térmica, estas también como se ha mencionado deben emplear un recurso de agua de enfriamiento para poder operar. El recurso de enfriamiento es recirculado por equipo de bombeo desde la torre de enfriamiento hasta cada una de las tecnologías que requieran enfriamiento de la planta. Por ejemplo, en la planta de poligeneración en cascada el ORC requiere agua de refrigeración, esta agua de refrigeración es recirculada a través de condensador del ORC por medio de un equipo de bombeo “BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL TACO, FI-2511 TAMAÑO 3”x2” DE 15 HP A 1800 RPM”. Esta bomba cuenta con elementos mecánicos a la succión y a la descarga del fluido de refrigeración como lo son los coples, así como medidores de temperatura, presión y flujo. Por otra parte, para la recirculación del agua de refrigeración de la máquina de absorción en la planta se encuentra instalada otra bomba similar solo que de menor capacidad “BOMBA CENTRIFUGA HORIZONTAL TACO, FI-2511 TAMAÑO 3”x2” DE 7.5 HP A 1800 RPM” [9].

4.2. Consideraciones del lugar de instalación de la planta de poligeneración

Ixtlán de los Hervores se ubica en la parte noroccidental del estado de Michoacán, a unos 175 km al noroeste de la ciudad de Morelia, y relativamente cerca del límite con el estado de Jalisco, a una elevación aproximada de 1550 msnm. Las principales vías de acceso son las carreteras Zamora-La Barca (federal número 35) y La Barca-Sahuayo (estatal número 5). La zona geotérmica puede delimitarse por un rectángulo de aproximadamente 15 km de largo por 8 km de ancho (unos 120 km²), cuyos extremos tienen las coordenadas mostradas en la Tabla:

La Figura 4.19, muestra la delimitación de la zona geotérmica. El área geotérmica está localizada en la provincia fisiográfica de la Faja Volcánica Mexicana, entre las sub-provincias

Tabla 4.11: Coordenadas de instalación de la planta de poligeneración .

Latitud Norte	Longitud Oeste
20°12'32"	102°27'18"
20°12'32"	102°19'07"
20°08'17"	102°19'07"
20°08'17"	102°27'18"



Figura 4.19: Delimitación de la zona geotérmica de Ixtlán de los Hervores.

volcánicas del Graben de Chapala y Vulcanismo Cuaternario del Estado de Michoacán.

En el área de Ixtlán de los Hervores se desarrolló un vulcanismo intenso, que abarca desde fines del Terciario (Mioceno Superior) hasta el Cuaternario (Pleistoceno Superior). La base de la secuencia son andesitas y basaltos, cubiertos por rocas lacustres (limolitas y dolomías del Plioceno Medio) que rellenan el Graben de Chapala y que a su vez son cubiertas por basaltos y andesitas alcalinas del Plioceno Tardío, que constituyen edificios como los volcanes Nogales y Encinal, así como eventuales conos cineríticos. Los afloramientos cuaternarios más extensos son de andesitas y basaltos del Pleistoceno Temprano, coronados por abundantes conos cineríticos del Pleistoceno Tardío. Estructuralmente la zona se encuentra en la prolongación oriental del Graben de Chapala, en la que se observa una serie de fallas normales de dirección noroeste-sureste a este-oeste, algunas de las cuales parecen actuar como conductoras de los fluidos hidrotermales.

4.2.1. Descripción geotérmica y estudios previos

Las manifestaciones termales ocurren en la intersección entre la Falla Ixtlán-Encinal y la Falla Nogales, entre los poblados de Ixtlán de los Hervores y El Salitre a lo largo de unos 2 km. Consisten en manantiales termales, pozos de agua caliente y volcanes de lodo con temperaturas superficiales entre 48 y 94°C. Varias de ellas presentan depósitos de minerales hidrotermales. En su mayoría las aguas son de tipo clorurado sódico con concentraciones de boro entre 5 y 44 ppm. El geotermómetro de potasio-sodio indica temperaturas de fondo entre 169 y 220°C, mientras que el geotermómetro de gases de D'Amore-Panichi indica temperaturas de 218°C. En la zona se han reportado algunas erupciones hidrotermales, la última de las cuales ocurrió en mayo del año 2000, lo que indica una roca sello muy eficiente.

Se estima que el yacimiento puede ser del llamado tipo de fractura ancha y estar contenido en rocas andesítico-basálticas del Mioceno que subyacen a los productos volcánicos plio-cuaternarios y a los depósitos lacustres del Plioceno. La fuente de calor puede ser alguna de las cámaras magmáticas que ha alimentado al vulcanismo plio-cuaternario.

Un pozo exploratorio a 50 m de profundidad, perforado en 1957, fluyó por sí solo de manera intermitente durante más de 45 años, siendo conocido como el Géiser de Ixtlán. Fue reemplazado en el año 2005 por otro pozo, perforado por la comunidad a una profundidad de 149 metros. La Figura 4.20, muestra la localización de los pozos geotérmicos.

El estudio publicado por la Comisión Reguladora de Energía y financiado por el Banco Interamericano de Desarrollo, sugiere que el potencial de la zona de Ixtlán de los Hervores está entre los 15 y los 17 MW. Según el modelo de descompresión gradual que se aplicó en ese estudio, el potencial geotermoeléctrico resulta ser de 15 MW, mientras que para el modelo volumétrico es de 17 MW con una desviación estándar de 7 MW.

Los terrenos donde afloran las manifestaciones superficiales parecen ser propiedad de un fideicomiso local en el que participan los gobiernos estatal y municipal. Ni la CFE ni otros desarrolladores privados han manifestado interés en esta zona, aunque el agua de algunos de los manantiales termales se emplea en balnearios. Para la instalación de la planta de poligeneración en el sitio se dialogó con el Gobierno del Estado de Michoacán y con autoridades del municipio de Ixtlán de los Hervores, para poder hacer uso de dichos terrenos. Tomando como propuesta la delimitación marcada en color rojo en la Figura, personal del propio Gobierno del Estado ha propuesto el polígono que se muestra como superficie disponible para la instalación de la planta de poligeneración (ver, Figura 4.21).

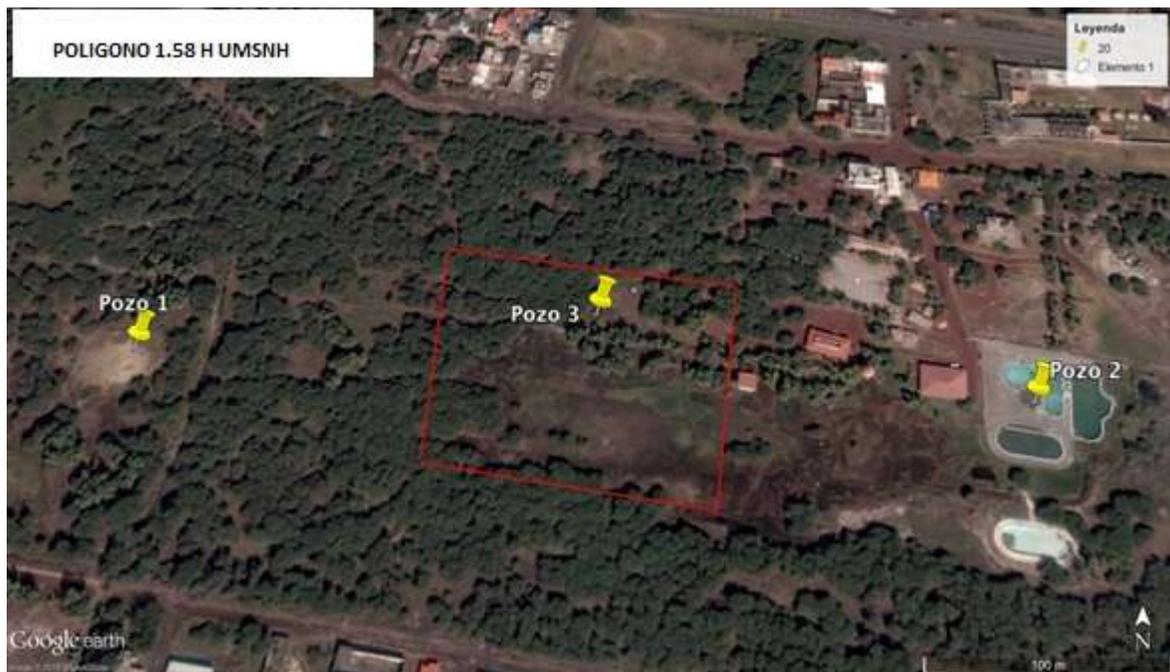


Figura 4.20: Ubicación de los pozos geotérmicos de Ixtlán de los Hervores.

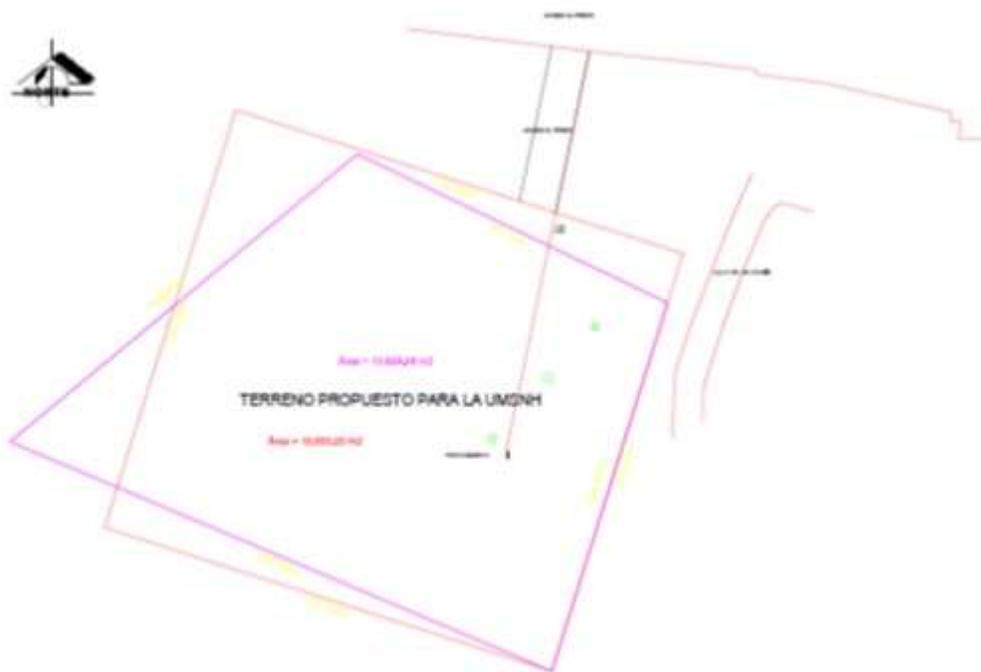


Figura 4.21: Polígono real del terreno para la instalación de la planta experimental.



Figura 4.22: Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración I (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.23: Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración I (Proyecto Cemie-Geo P16).

4.3. Trabajos de adecuación para el montaje de equipos de la planta

Una vez que se realizó el reconocimiento de la zona geotérmica de Ixtlán de los Hervores se procedió con los trabajos de adecuación para la instalación de la planta de poligeneración. En estos trabajos primeramente se realizó la nivelación del terreno donde se encuentra instalada la planta de poligeneración. Posteriormente, se procedió con los trabajos de cimentaciones para los correspondientes montajes tanto de los equipos principales y secundarios de la planta de poligeneración, así como de las cimentaciones para las tuberías de los diferentes circuitos hidráulicos de la planta de poligeneración. Finalmente, se realizaron los trabajos de delimitación mediante malla ciclónica y protección contra lluvias de la planta de poligeneración. Las Figuras 4.22-4.26, muestran de manera general los trabajos de adecuación de la planta de poligeneración.



Figura 4.24: Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración III (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.25: Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración IV (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.26: Trabajos de adecuación de la planta de poligeneración V (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.27: Condiciones de la red eléctrica.

Interconexión con la red eléctrica

El acceso a la red eléctrica también fue realizado con el fin de determinar los trabajos necesarios para acoplar los equipos de la planta experimental. En La Figura 4.27, se aprecia la red eléctrica a media tensión de 13.3 kV y un pequeño transformador que suministra la carga eléctrica del balneario de Ixtlán de los Hervores. La Figura 4.28, muestra el centro de cargas para todo el balneario y puede apreciarse que básicamente se tiene una instalación con características básicas sin mayores protecciones eléctricas. La energía eléctrica básicamente se utiliza para iluminación y mover equipo eléctrico menor. Sin embargo, cuando se requiere mostrar uno de los pozos geotérmicos operando como “geiser” se hace uso de un compresor de alta potencia para inyectar aire comprimido.

Una vez analizados los centros de carga del suministro eléctrico en el balneario de Ixtlán de los Hervores y los accesos de la red eléctrica pública, se ha optado por interconectar la planta mediante los postes de la red eléctrica pública de una colonia aledaña al balneario de Ixtlán. Por lo que para llegar al suministro eléctrico público se ha optado por llevar la energía eléctrica de la planta de poligeneración vía subterránea. La Figura 4.29, muestra el cableado eléctrico subterráneo de la planta de poligeneración utilizado para la interconexión eléctrica.

Finalmente, una vez concluidos los trabajos para llegar al punto de la interconexión se



Figura 4.28: Centros de carga del suministro eléctrico al balneario de Ixtlán de los Hervores.



Figura 4.29: Parte del cableado de la interconexión de la planta de poligeneración (Proyecto Cemite-Geo P16).



Figura 4.30: Transformador de voltaje de la planta de poligeneración.

realizó la instalación de un transformador de voltaje de 75 kVA mediante el cual se realizara parte del proceso definitivo de la interconexión.

4.4. Integración y montaje de los subsistemas de la planta de poligeneración

4.4.1. Del subsistema ORC

Una vez concluidos los trabajos de adecuación para la instalación del módulo ORC, se procedió con el montaje del módulo en la planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica. En la Figura 4.31, se muestra el módulo ORC montado en la cimentación de la planta de poligeneración. Esta cimentación fue conformada por concreto armado con una resistencia especificada por el fabricante.

Una vez que el ORC fue colocado en su lugar correspondiente dentro de la planta de poligeneración se procedió con la preparación del módulo de las conexiones de agua caliente y de agua de enfriamiento. La Figura 4.32, muestra los trabajos de preparación para el acoplamiento de los diferentes circuitos que interactúan con el módulo ORC en la planta de poligeneración.



Figura 4.31: Montaje del ORC en cimentación (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.32: Conexiones del agua de enfriamiento y agua caliente del ORC (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.33: Acoplamiento de ORC con el circuito de agua de enfriamiento y agua caliente (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.34: ORC con circuitos de agua fría y agua caliente (Proyecto Cemie-Geo P16).

Otras vistas de los circuitos de agua caliente y de agua de enfriamiento se pueden apreciar en las Figuras 4.33-4.34. Por otra parte, con la finalidad de identificar ambos circuitos se debe resaltar que el circuito de enfriamiento es la tubería azul. Mientras que la tubería sin recubrimiento de pintura corresponde al circuito de agua caliente.

Finalmente, en las Figuras 4.33 a 4.34, se puede apreciar el montaje final del módulo ORC en la planta de poligeneración. Cabe resaltarse que estas evidencias fotográficas fueron capturadas durante los periodos de trabajo del proyecto.

4.4.2. Del subsistema TAR

Una vez concluidos los trabajos de adecuación para la instalación de la maquina THERMAX se procedió con el montaje final de la maquina en la planta de poligeneración. Para



Figura 4.35: Conexión del circuito de agua de enfriamiento (tubería azul).



Figura 4.36: Conexiones del circuito de agua fría (Proyecto Cemie-Geo P16).

el montaje de la maquina THERMAX primeramente se procedió a los trabajos de acoplamientos y conexiones de los circuitos de agua caliente y agua de refrigeración. Estos circuitos aparecen en la Figuras 4.35 a 32.

La máquina THERMAX utiliza un circuito de agua fría para el aprovechamiento de la carga frigorífica. La Figura 4.36, muestra la conexión del circuito de agua fría.

Una vez montada la maquina en la cimentación e interconectada con los circuitos de agua caliente, agua de enfriamiento y agua fría se tiene el montaje final de la máquina de absorción en la planta de poligeneración. Las Figuras 4.37 a 4.38, muestra el montaje final de la maquina THERMAX 50 TR.

Integración y montaje de la máquina de hielo tubular

Anteriormente se mostró información técnica y características de la máquina de hielo tubular, así como información de la maquina en las instalaciones del fabricante. En esta



Figura 4.37: Montaje final de la máquina THERMAX I (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.38: Montaje final de la máquina THERMAX II (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.39: Máquina de hielo tubular y características generales.



Figura 4.40: Máquina de hielo tubular (Proyecto Cemie-Geo P16).

sección a través de las Figuras 4.39-4.40, se puede apreciar el acoplamiento de la máquina de hielo tubular en la planta de poligeneración en diferentes perspectivas.

4.4.3. Del subsistema de deshidratación

El montaje del deshidratador para la integración en la planta solamente requiere de las conexiones de entrada y salida de agua caliente y del suministro de energía eléctrica para el módulo de control y potencia para el ventilador. Las figuras 4.41-4.42, muestran la integración del deshidratador en la cascada térmica de la planta de poligeneración.



Figura 4.41: Montaje de deshidratador en planta de poligeneración (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.42: Montaje final del deshidratador en planta de poligeneración (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.43: Integración de la caldera auxiliar e instrumentación (Proyecto Cemie-Geo P16).

Figura 4.44: Integración de la caldera auxiliar e instrumentación (vista 2).

4.4.4. De caldera auxiliar

En las figuras 4.43 y 4.44, se pueden apreciar las interconexiones de tuberías entre el circuito de agua caliente de la planta de poligeneración y la caldera, así como su respectiva instrumentación y sistema de adquisición de datos.

4.4.5. De la cámara de mezclado

La cámara de mezclado es el componente o subsistema auxiliar de la planta de poligeneración encargado de reunir el flujo total de agua caliente de la cascada térmica. Es decir, reúne el flujo proveniente el ORC, maquina THERMAX y del deshidratador para volver a comenzar el ciclo. La Figura 4.45, muestra una imagen de la cámara de mezclado de la planta de poligeneración.

4.4.6. Del HX-I

La información descrita anteriormente acerca de los datos técnicos y el principio de operación del intercambiador de calor de placas resulta ser muy importante para el adecuado acoplamiento del equipo. En la Figura 4.46, se muestran imágenes del acoplamiento del intercambiador de calor de placas en la planta de poligeneración. Cabe resaltar que dentro de los equipos intercambiadores de calor (auxiliares) de la planta de poligeneración este componente es el más pequeño.



Figura 4.45: Cámara de mezclado en planta de poligeneración (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.46: Acoplamiento de intercambiador de calor principal (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.47: Acoplamiento del intercambiador de calor de placas I (Proyecto Cemie-Geo P16).

4.4.7. Del HX-II

De acuerdo con la especificación de las dimensiones y características técnicas del intercambiador de calor se procedió a realizar la cimentación en la planta de poligeneración. Una vez plasmada la cimentación se realizó el acoplamiento del intercambiador de calor que permite la interacción entre la máquina de absorción y el enfriamiento del condensador de la maquina ORC. Las figuras 4.47 a 4.48, muestran diferentes perspectivas del acoplamiento del intercambiador de calor en la planta de poligeneración.

4.4.8. De la torre de enfriamiento

Los fabricantes de los módulos ORC ENOGIA 40LT y el enfriador de 50 TR THERMAX indican que es necesario utilizar una torre de enfriamiento para la operación de los módulos respectivos. Sin embargo, con el fin de optimizar los recursos, se llevó a cabo un análisis para especificar una sola torre de enfriamiento compatible con ambos módulos. Esto permitió cumplir con el aspecto técnico para la disipación de calor de los módulos, así como contrarrestar el aumento en el precio de los equipos principales y secundarios, y estar en condiciones de adquirir toda la maquinaria que conformará la planta. De acuerdo con las características técnicas de la torre de enfriamiento se realizaron los trabajos de adecuación para su acoplamiento en la planta de poligeneración. Las figuras 4.49 a 4.50, muestra el acoplamiento e



Figura 4.48: Acoplamiento de intercambiador de calor de placas II (Proyecto Cemie-Geo P16).

interconexión de este equipo secundario de la planta.

Por otra parte, debido a las pérdidas por evaporación y arrastre en la torre de refrigeración, se requiere de un suministro de agua de reposición. En la Figura 4.51, se muestra la línea de agua de reposición para la torre de enfriamiento.

Finalmente, la torre de refrigeración requiere de un drenado lo que hace necesario una salida para efectuarlo. La Figura 4.52, muestra la purga de la torre de refrigeración.

4.4.9. De la cámara de almacenamiento

Al igual que el resto de los componentes principales y auxiliares la cámara de almacenamiento se ha integrado y montado de manera similar. La parte interesante, es el acoplamiento con la planta de poligeneración que de manera más específica es el acoplamiento con el circuito de agua fría producida por la máquina de absorción. Este acoplamiento se ha realizado mediante tubería de acero al carbono y bridas. De manera adicional se han incluido la instrumentación y control para monitorear el adecuado funcionamiento de la cámara de conservación. Las Figuras 4.53 y 4.54, muestra la cámara de conservación acoplada a la planta de poligeneración.

4.4.10. De las bombas

De acuerdo con las características técnicas de la bomba de alta temperatura se procedió con el montaje de la misma en la planta de poligeneración. Una vez que se realizó el montaje se realizó el acoplamiento de la bomba en función de sus diámetros de succión y de descarga.



Figura 4.49: Acoplamiento de la torre de enfriamiento en planta de poligeneración I (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.50: Acoplamiento de la torre de enfriamiento II (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.51: Suministro de agua de reposición en torre de refrigeración (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.52: Purga de torre de refrigeración (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.53: Cámara de almacenamiento I (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.54: Cámara de almacenamiento II (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.55: Acoplamiento de la bomba de alta temperatura (Proyecto Cemie-Geo P16).

La Figura 4.55, muestra el acoplamiento de la bomba de alta temperatura en la planta de poligeneración.

Por otra parte, para recircular el agua de enfriamiento proveniente de la torre de refrigeración es necesario utilizar equipo de bombeo para que efectúe esta tarea. En la Figura 4.56, se muestra la bomba mediante la cual se complementa la función del circuito de enfriamiento de la maquina THERMAX y el módulo ORC.

4.4.11. De otros componentes auxiliares

Otros componentes auxiliares más pequeños que se implementan en la planta de poligeneración son las válvulas de control, los medidores de presión y registradores de temperatura, así como el transformador de energía eléctrica. En esta sección se describirán de manera general estos componentes.

Válvulas de control

Los subsistemas de la planta de poligeneración cuentan con una variedad de válvulas de control, algunas son automáticas para permitir o cerrar el paso de flujo y regular el flujo mediante el control con el que cuenta la planta. Otras válvulas son manuales y se utilizan también para las funciones de regular o cerrar flujos. La Figura 4.57, muestran algunas de las válvulas manuales utilizadas en el intercambiador de calor de placas Sondex.

La Figura 4.58, muestra las válvulas que permiten el flujo o en su defecto cerrar el flujo de activación del subsistema ORC.



Figura 4.56: Montaje preliminar de la bomba centrífuga de 15 HP (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.57: Válvulas implementadas en intercambiador de placas Sondex (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.58: Válvulas implementadas en el módulo ORC (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.59: Válvulas implementadas en máquina THERMAX (Proyecto Cemie-Geo P16).

Otras válvulas de este tipo se pueden apreciar en las interconexiones de los circuitos de agua caliente, agua fría y agua de enfriamiento de la máquina de absorción THERMAX (Figura 4.59).

El intercambiador de calor Dhimex también cuenta con válvulas que permiten dejarlo fuera de operación en caso de que se requiera utilizar la carga total de enfriamiento de la máquina de absorción para cualquier otro fin, que no sea el de utilizarse en el condensador del módulo ORC (ver Figura 4.60).

La torre de refrigeración también cuenta con una válvula que permite regular el agua de enfriamiento del condensador del módulo ORC y del condensador y absorbedor de la máquina THERMAX (Figura 4.61).



Figura 4.60: Válvulas implementadas en intercambiador de placas Dhimex (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.61: Válvula del circuito de agua de enfriamiento (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.62: Detector de temperatura (Proyecto Cemie-Geo P16).

Medidores de presión y temperatura

La planta de poligeneración en la mayoría de sus subsistemas principales y auxiliares cuenta con medidores de presión y temperatura. Estos registradores de estas magnitudes también se pueden apreciar en la mayoría de los puntos principales de los circuitos de agua caliente, agua fría y agua de refrigeración de la planta de poligeneración. La Figura 4.62, muestra los trabajos de acoplamiento de un detector de temperatura en uno de los circuitos de la planta de poligeneración.

Ahora las Figuras 4.63 a 4.64, muestran parte de la interconexión de los medidores y registradores de presión en la planta de poligeneración, así como la adaptación al sistema de control de la planta.

Como se mencionó anteriormente cada subsistema de la planta de poligeneración cuenta con su propio sistema de medición y control, así como registradores de presión y temperatura. Sin embargo, para realizar un monitoreo importante de presión y temperatura en los diferentes circuitos de la planta de poligeneración y monitorear estas variables a la entrada y salida de estos subsistemas, cada circuito de la planta también es monitoreado. En el caso de la caldera auxiliar, se puede apreciar en las figuras 4.65 a 4.66, los medidores de presión y temperatura que incluye este subsistema.

Por su parte el módulo ORC también incluye en las conexiones de los circuitos de agua caliente y agua de enfriamiento medidores de presión y temperatura. Los medidores se pueden



Figura 4.63: Interconexión de los registradores de presión y el módulo de control II (Proyecto Cemie-Geo P 16).



Figura 4.64: Interconexión de los registradores de presión y el módulo de control III (Proyecto Cemie-Geo P 16).



Figura 4.65: Registradores de temperatura y presión de caldera auxiliar I (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.66: Registradores de temperatura y presión de caldera auxiliar II (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.67: Registradores de temperatura del módulo ORC (Proyecto Cemie-Geo P16).

apreciar en la Figura 4.67.

La máquina THERMAX también cuenta con medidores de presión y temperatura en los tres circuitos mediante los que se acopla a la planta de poligeneración. Las Figuras 4.68 y 4.69, muestran algunos de los dispositivos auxiliares mediante los que se puede monitorear la máquina de absorción.

El deshidratador geotérmico también cuenta con su propio sistema de control. Sin embargo, la temperatura a la entrada del deshidratador se puede medir mediante un medidor de temperatura del tipo termopar (Figura 4.70).

Los intercambiadores de calor de placas de la planta de poligeneración también incluyen en sus interconexiones medidores de presión y temperatura. En la Figura 4.71, se pueden apreciar los trabajos de adaptación en estos intercambiadores de calor.

Las bombas del circuito de agua caliente, así como las bombas de enfriamiento también cuentan con medidores de presión y temperatura. En la Figura 4.71, se pueden apreciar los medidores de presión de las bombas del circuito de agua de enfriamiento.

Transformadores de voltaje

En cuestiones de la parte eléctrica la planta de poligeneración cuenta con un transformador de corriente para su interconexión con la red eléctrica. Este transformador es de una capacidad



Figura 4.68: Registradores de temperatura y presión de máquina THERMAX (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.69: Registrador de presión en máquina THERMAX (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.70: Registrador de temperatura en módulo de deshidratación (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.71: Adaptación de los medidores de temperatura y presión (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.72: Adaptación de bombas y medidores de presión y temperatura (Proyecto Cemie-Geo P16).

de 75 kVA y se puede apreciar en la Figura 4.73.

4.5. Planta de poligeneración integrada

4.5.1. Descripción virtual de la planta de poligeneración integrada

A principios del montaje de la planta de poligeneración se realizó primeramente la ingeniería de detalle y los catálogos de conceptos para implementación en campo de la planta. Estos catálogos incluyen los conceptos de adecuaciones mecánica, eléctricas y de instrumentación y control. La parte correspondiente a definición de tramos de tuberías y diámetros también se definió en la etapa del montaje virtual. La Figura 4.74, muestra un detalle de la ubicación de los equipos en campo. En lo que respecta a la Figura 4.75, se presentan las dimensiones de los circuitos caliente (aportación geotérmica y caldera auxiliar), así como el de disipación de calor.

4.5.2. Descripción práctica de la planta de poligeneración integrada

Una vez concluidos los diseños conceptuales, térmicos y técnicos de la planta de poligeneración como se ha mostrado, se obtiene en manera conjunta lo que es el montaje final de



Figura 4.73: Transformador de voltaje.



Figura 4.74: Vista virtual de los equipos y configuración en campo de la planta experimental (Proyecto Cemie-Geo P16).

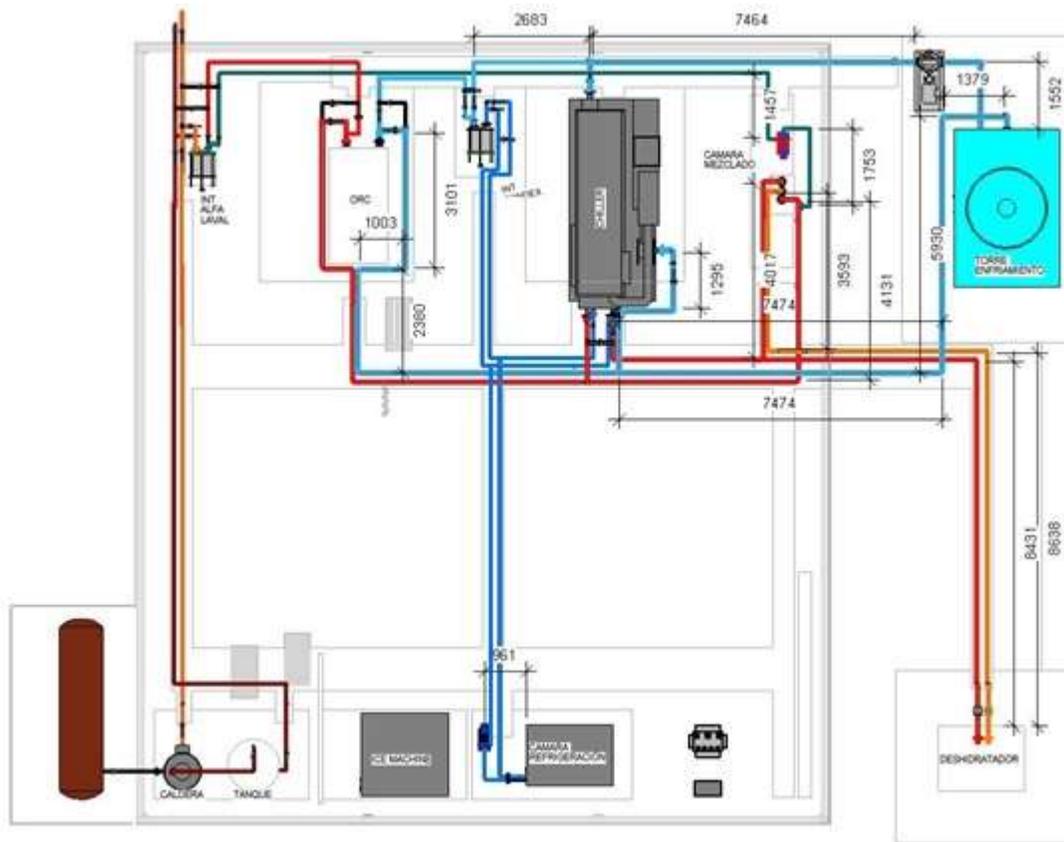


Figura 4.75: Vista en planta y acotaciones de tuberías y conexiones (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.76: Montaje final de la planta de poligeneración I (Proyecto Cemie-Geo P16).



Figura 4.77: Montaje final de la planta de poligeneración II (Proyecto Cemie-Geo P16).

la planta de poligeneración. Cabe resaltar que el montaje de la planta de poligeneración es una tarea que se ha logrado mediante diferentes esfuerzos técnicos y económicos. Las Figuras 4.76 a 4.78, muestran diferentes perspectivas de la planta de poligeneración con sus diferentes componentes principales y auxiliares.

4.6. Discusiones y conclusiones

En este Capítulo 4, se ha presentado la definición y las características de la integración definitiva de la integración de la planta de poligeneración en cascada geotérmica. La integración real de la planta de poligeneración se ha logrado mediante los procedimientos explicados en el Capítulo 3. En este sentido, los parámetros que juegan una parte fundamental en la integración de los componentes de la planta de poligeneración, son el flujo másico de energía térmica y la temperatura de la misma. Estos parámetros definen la energía primaria que activa cada componente principal y auxiliar de la planta y, se pueden definir a partir de las



Figura 4.78: Montaje final de la planta de poligeneración III (Proyecto Cemie-Geo P16).

capacidades nominales de las tecnologías, tal es el caso del flujo másico geotérmico. En cuanto al proceso de integración de los componentes se han presentado y superado diversos aspectos, tales como; problemas técnicos de interconexiones y acoplamiento de las tecnologías principales como auxiliares. Así como también problemas económicos por cuestiones de precio de las tecnologías y otros relacionados con la parte de la gestión de las mismas. Cabe resaltar que la planta de poligeneración en cascada es la primera en su tipo a nivel Latinoamérica y también la única en su tipo en cuanto a la configuración de la planta y los productos que produce la misma en el mundo. Finalmente, la integración real de la planta, ha resultado ser un gran logro ya que se inició desde el planteamiento de su etapa inicial hasta la instalación de la misma.

4.7. Referencias

1. Enogia, The small turbine technology ORC Company (Contacto directo). Disponible: <http://enogia.com>
2. Thermax (Contacto directo). Disponible: <https://www.thermaxglobal.com>
3. Snowell, Ice systems (Contacto directo). Disponible: <http://en.snowell.cn/>
4. S. Enerpro (Contacto directo). Disponible: <https://prezi.com/jtbdezxuagcs/soluciones-enerpro-sa-de-cv/>
5. Clayton (Contacto directo). Disponible: <http://www.clayton.com.mx/>
6. Alfa Laval (contacto directo). Disponible: <https://www.alfalaval.mx/>

-
7. Reymosa (Contacto directo). Disponible: <http://www.reymosa.com/index.php/sp/>
 8. Grundfos (Contacto directo). Disponible: <https://mx.grundfos.com/>
 9. C. S. Taco, A Taco family Company (Contacto directo). Disponible: <http://www.tacomfort.com>

Capítulo 5

Simulación de la operación de la planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica en condiciones de diseño y fuera de diseño

En este capítulo 5, se presenta la simulación de la operación de la planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica. Para realizar la simulación de la planta de poligeneración primeramente se describen en la Sección 5.1 las consideraciones generales para el modelado de la planta de poligeneración. Posteriormente, en la Sección 5.2, se realizan los modelos de diseño y fuera de diseño de los componentes principales y los componentes auxiliares de la planta de poligeneración utilizando los principios básicos de la 1ra Ley de la Termodinámica. Finalmente en la Sección 5.3, se discuten los principales resultados de la planta de poligeneración y principalmente de cómo afecta la temperatura ambiente y la temperatura de activación de la planta al desempeño termodinámico de la misma, así como a toso sus componentes; principales y auxiliares.

5.1. Consideraciones generales para el modelado de la planta de poligeneración

Sistema de producción de potencia ORC-1

El módulo ORC ENOGIA ENO40LT es una sola unidad que contiene todos los componentes necesarios para la conversión de energía calorífica a energía eléctrica utilizando fluidos de trabajo con bajas temperaturas. Tiene una capacidad nominal de 40 kWe y las características principales del módulo son [1]:

- Fluido de trabajo: R245fa (R134a opcional).
- Flujo de calor: Arriba de 800 kW a 90 °C.
- Eficiencia: De 5 a 8 %.
- Peso: 2 toneladas.
- Temperatura de mínima de arranque: 60 °C.
- Temperatura Máxima: 120 °C.
- Enfriamiento: Agua/glicol, de 10 a 30 °C.

Sistema de producción de frío MEA-1

Es una unidad de refrigeración THERMAX 50 RT que opera mediante el principio de absorción de simple efecto. Está conformada por un absorbedor, un evaporador, un condensador, un generador, un intercambiador de calor, dos válvulas de expansión y una bomba. La integración de estos dispositivos mecánicos actuando en conjunto logran el enfriamiento de la máquina de absorción correspondiente a aproximadamente 50 Toneladas de Refrigeración (50 RT) nominales. Las características principales de la máquina THERMAX son [2]:

- Fluido de trabajo: Li/Br-H₂O.
- Fluido de activación: Agua caliente.
- Temperatura de entrada del agua caliente: 95 °C.
- Temperatura de salida del agua caliente: 85 °C.

- Caudal agua caliente: 21.9 m³/h.
- Pasos del generador: 4.
- Perdidas de presión en el circuito de agua caliente: 1m.
- Diámetro del agua caliente: 80 DN.
- Tipo de glicol: NA.
- Agua caliente glicol: 0.0 %.
- Factor de ensuciamiento del agua caliente: Estándar.
- Máxima presión de trabajo: 8 kg/cm².
- Caudal de agua de agua de enfriamiento: 52 m³/h.
- Temperatura de agua refrigerante a la entrada: 25 °C.
- Temperatura de agua de enfriamiento a la salida: 32 °C.
- Pasos del absorbedor/condensador: 4/2.
- Perdida de presión en el circuito de agua de enfriamiento: 4.3 m.
- Diámetro de conexión del agua de enfriamiento. 100 DN.
- Tipo de glicol: 0.0 %.
- Factor de ensuciamiento del agua: Estándar.
- Máxima presión de trabajo: 8 kg/cm².
- Caudal de agua fría: 21.6 m³/h.
- Temperatura de refrigeración: 5 °C.
- Temperatura de entrada del agua fría: 12 °C.
- Pasos del evaporador: 4.
- Perdida de presión del circuito de agua fría: 1.7 m.
- Diámetro de conexión de agua fría: 80 DN.

- Tipo de glicol: 0.0 %.
- Factor de ensuciamiento del agua enfriada: Estándar.
- Presión máxima de trabajo: 8 kg/cm².

Máquina de hielo tubular

La máquina de hielo tubular es una unidad que compacta todos los componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor. Esta unidad del modelo ST1T-R4A tiene una capacidad de producción de hasta 1000 kg/día de hielo en forma tubular. Las características de la maquina son [3]:

- Fluido de trabajo: R404A.
- Temperatura de entrada del agua: 22 °C.
- Temperatura ambiente: 30 °C.
- Consumo de potencia: 220V/1P/60 Hz.
- Diámetro externo de los tubos: 29 mm.

Cámara de conservación de alimentos C-F

La cámara de conservación de alimentos es una cámara de refrigeración con un consumo de potencia relativamente bajo (0.37 kW) [4]. Sin embargo, esta cámara tiene la finalidad en la planta piloto de aprovechar la energía frigorífica producida por la MEA-1 para conservar alimentos. Prácticamente el evaporador de la cámara de conservación se utiliza para disipar la energía frigorífica de la MEA-1 en su interior.

Sistema de deshidratación de producto fresco D-1

El módulo de deshidratación D-1 opera mediante un intercambiador de calor del régimen (gas-liquido), es decir, agua caliente-aire. El deshidratador es del tipo bandejas y cuenta con todos los componentes necesarios para realizar una deshidratación efectiva de producto fresco. Las características principales son [5]:

- Temperatura mínima de activación: 80 °C.

- Diferencia de temperaturas de operación: >10 °C.
- Flujo másico de agua caliente: aprox. 1kg/s.
- Presión de diseño en el intercambiador de calor: 800 kPa.

Sistema generador de calor GAC-1

El sistema generador GAC-1, es un sistema generador de agua caliente CLAYTON TOG5000 manufacturado conforme a la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) y cumple con las inspecciones de diseño de recipientes a presión (NBBI). El sistema GAC-1 es el encargado de suministrar el calor requerido para activar el ciclo en cascada. Está conformado por una bomba de alimentación de agua caliente BA-02, un tanque de almacenamiento de calor TAAC-1 y adicionalmente se compone de un tanque de combustible TGL.P-9. Las características técnicas del generador CLAYTON son:

- Fluido de trabajo: H₂O.
- Combustible utilizado: Gas LP.
- Máxima temperatura de operación 142.5 °C.
- Presión de agua caliente: 490.3 kPa.
- Flujo de agua caliente: 5.2 kg/s.
- Consumo de GLP: 0.024 kg/s.
- Eficiencia térmica: 90 %.
- Potencia del ventilador: 3.7 kW.
- Potencia de la bomba de agua caliente: 5.59 kW.

Equipos intercambiadores de calor IC1 & IC2

Equipo intercambiador de calor IC-1

El intercambiador de calor de placas IC-1 consiste en un paquete de placas de metal corrugadas con tomas para el paso de los dos fluidos entre los que se realiza el intercambio de calor. La corrugación de las placas favorece la turbulencia del fluido y contribuye a que las placas resistan la presión diferencial, así como favorecer la transferencia de calor entre el

circuito geotérmico y el agua cliente de la cascada. Las características principales del IC-1 son [6]:

- Presión de diseño: 1600 kPa.
- Temperatura de diseño: 160 °C.
- Máxima superficie de transferencia de calor: 4.4 m².

Equipo intercambiador de calor IC-2

El IC-2, también es un intercambiador de calor de placas con patrón corrugado para incrementar la transferencia de calor entre los fluidos del circuito de agua fría y el circuito de agua de refrigeración. La transferencia de calor se obtiene cuando el medio caliente transfiere energía a través de las placas. El diseño de placa permite una transferencia eficaz y fácil de todas las superficies de flujo. Las características del IC-2 son [6]:

- Número de placas: 29.
- Superficie efectiva de transferencia de calor: 6.01 m².
- Temperatura de diseño: 150 °C.
- Máxima presión de trabajo: 8600 kPa.

Cámara de mezclado TD-1

La cámara de mezclado es el componente o subsistema auxiliar de la planta de poligeneración encargado de reunir el flujo total de agua caliente de la cascada térmica. Es decir, reúne el flujo proveniente el ORC, maquina THERMAX y del deshidratador para volver a comenzar el ciclo. Por lo que las características técnicas son superiores a las requeridas por la cascada térmica. Es decir, los límites de presión, flujo y temperatura son superiores en todo momento a lo requerido en todo estado termodinámico de la planta piloto experimental.

Bomba del circuito de agua caliente BA-01

La bomba de agua caliente BA-01 es una bomba centrífuga que puede garantizar el flujo de agua caliente de hasta 120 °C a través de su impulsor. La bomba cuenta con succión axial y descarga vertical, con herrajes de bronce y opera a un tensión de 220 V y 3 fases. Las características de la bomba son [7]:

- Flujo másico: 7.63 kg/s.
- Carga: 362.84 kPa.
- Fluido: Agua cruda (industrial) a 120 °C.
- Acoplada directamente a motor eléctrico ODP de 7.5 HP a 3600 RPM.
- Eff Premium 60/3/230-460V.
- Sello tipo 21S Vyton.

Torre de enfriamiento TE-1

La torre de enfriamiento TE-1, es la encargada de disipar la energía residual del módulo ORC ENOGIA 40LT y del enfriador THERMAX 50TR. Algunos de los materiales utilizados en su cuerpo son la fibra de vidrio y el plástico reforzado, así como acero galvanizado y acero inoxidable. La torre de enfriamiento, cuenta con las siguientes características [8]:

- Flujo de agua requerido: 640 GPM.
- Temperatura de entrada: 89.6 °F.
- Temperatura de salida: 77 °F.
- Temperatura de bulbo húmedo: 68 °F.
- Potencia de ventilador: 11.1 kW.

5.2. Modelo de diseño y fuera de diseño (simulación) de la planta piloto experimental

5.2.1. Sistema de producción de potencia ORC-1

Modelo de diseño del ORC

Diseño termodinámico del ORC

En la sección se presenta el modelo de diseño del ciclo termodinámico de un sistema ORC. El diseño del ciclo termodinámico es el primer paso en el proceso de diseño; de hecho, solo

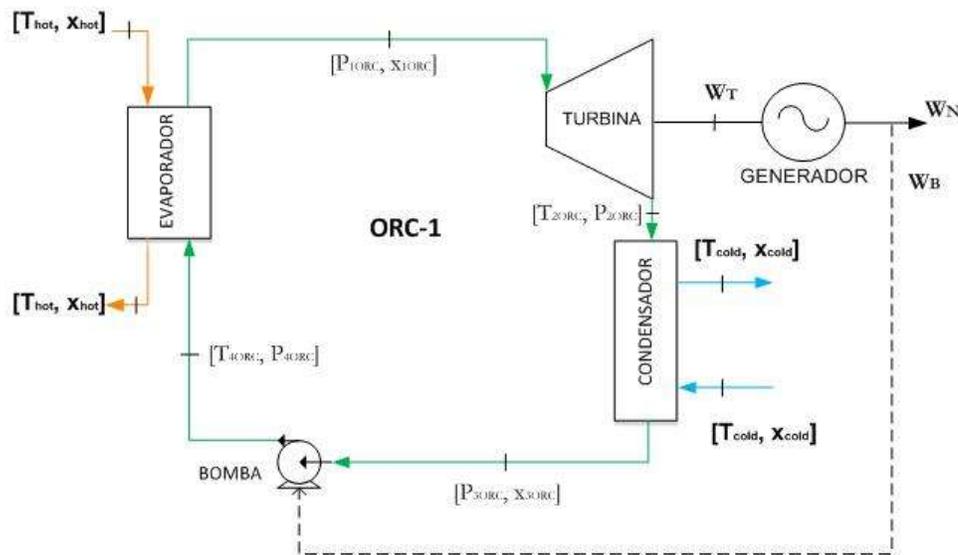


Figura 5.1: Configuración de arreglo de componentes del ORC.

después de que se hayan corregido las características del ciclo, todos los componentes pueden diseñarse. Generalmente las principales opciones fundamentales en el modelo de diseño son la selección del fluido de trabajo adecuado y la configuración del ciclo. En este caso, el sistema de producción de potencia ORC ENO-40LT, es una máquina que ya se encuentra construida, por lo que el fluido de trabajo y la configuración ya han sido determinados. Por consiguiente, a partir de esta configuración y este fluido de trabajo, en esta sección se describe el modelo de diseño mediante el que se determina los parámetros de diseño del ENO-40LT. En el diseño del ciclo termodinámico, las ecuaciones de balance se obtienen a partir de la conservación de la masa y de la conservación de la energía. El procedimiento de diseño comienza a partir de ciertas especificaciones, las cuales usualmente son representadas por características de la fuente caliente y fría, es decir, los recursos de activación y de enfriamiento del sistema [9]. Además de la potencia al tratarse de una unidad construida [10]:

- Temperatura del fluido del recurso caliente.
- Temperatura del fluido del recurso frío.
- Potencia neta del sistema

La configuración del arreglo de componentes del sistema de producción de potencia ORC ENO-40LT, se muestra en la Figura 5.1.

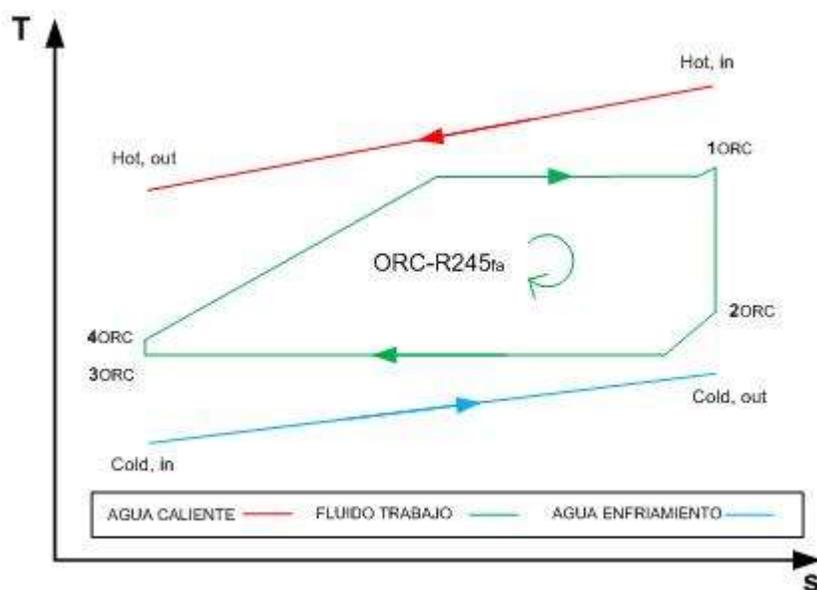


Figura 5.2: Diagrama Temperatura-Entropía (T-s) del ORC incluyendo el acoplamiento con la fuente calor y la fuente de enfriamiento.

Parámetros de la transferencia de calor

El sistema ORC está compuesto por componentes que implican transferencias de calor para lograr transformar la energía térmica en potencia. Dichas transferencias de calor se efectúan en el evaporador y el condensador del ciclo ORC [11]. La transferencia de calor en el evaporador se efectúa entre el fluido caliente y el fluido orgánico, Figura 6. Mientras que la transferencia de calor en el condensador se efectúa entre el fluido frío y el fluido orgánico, Figura 7. Es necesario abordar que en los intercambiadores de calor que conforman el ORC (evaporador-condensador) puede generarse durante el proceso de transferencia de calor un pinch-point de temperatura, ya que las corrientes frías o calientes dentro del intercambiador de calor pueden experimentar un cambio de fase, sobrecalentarse o enfriarse por debajo de la temperatura de su punto de rocío. El pinch-point del evaporador se define en un diagrama T-h como el punto donde se obtiene la mínima diferencia de temperatura entre el fluido orgánico y el agua calentada por la fuente de calor en el proceso de evaporación. Valores óptimos de este parámetro se sitúan entre 5-10 °C, Figura 5.3. El pinch-point en el proceso de condensación corresponde a la mínima diferencia de temperatura entre el fluido orgánico y el agua de enfriamiento, referida al punto donde el fluido orgánico se encuentra en estado termodinámico de vapor saturado o calidad del vapor igual a uno. Valores típicos de esta variable se encuentran entre los 2-6 °C, Figura 5.4.

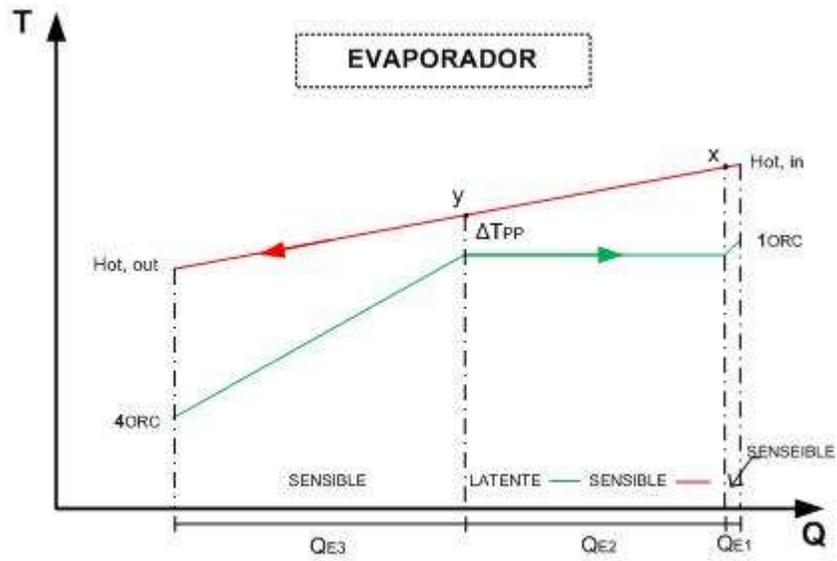


Figura 5.3: Diagrama de temperaturas del evaporador.

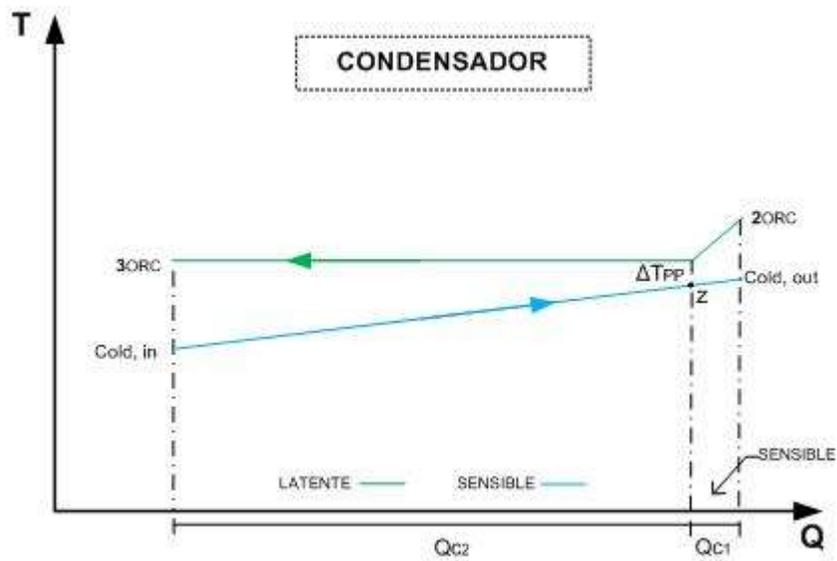


Figura 5.4: Diagrama de temperaturas del condensador.

El diseño del ciclo termodinámico está estrictamente vinculado a las fuentes de calor y frío disponibles, que representan especificaciones de diseño. Los parámetros clave son la mínima diferencia de temperaturas pinch-point o la eficiencia de temperaturas de los equipos intercambiadores de calor.

Parámetros de entrada para el diseño del ORC

El primer paso es diseñar el ciclo específico, definiendo el valor de las variables intensivas (temperatura y presión) para los puntos de estado que caracterizan el ciclo. El caudal de masa del fluido orgánico se calcula en función de la potencia; mientras que el caudal de masa geotérmico y el caudal de masa de refrigeración se evalúan cuando se impone el acoplamiento térmico con la fuente caliente y fría. Posteriormente se tienen que definir los parámetros de entrada o fijos. Los parámetros fijos se refieren a todos los parámetros que se imponen para el diseño y no pueden ser modificados por el diseñador.

Los parámetros de entrada del modelo de diseño del ORC son [10,12]:

- Temperatura de la fuente caliente.
- Temperatura de la fuente fría.
- Presión de admisión en la turbina.
- Presión de descarga en la turbina.
- Potencia del ciclo.

Ecuaciones gobernantes en el punto de diseño del ORC

La primera ley de la termodinámica proporciona una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de energía y las interacciones de la energía. En este mismo sentido aplicando la primera ley al sistema de producción de potencia, las ecuaciones se subdividen de acuerdo con el componente al que se refieren. Para la configuración del ciclo, cuatro componentes están involucrados en el proceso:

- Evaporador.
- Turbina.
- Condensador.

Tabla 5.1: Balances de masa y energía del sistema de producción de potencia.

Componente	Masa	Energía
Evaporador	$\dot{m}_{1ORC} = \dot{m}_{245fa} = \dot{m}_{4ORC}$	$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_{245fa} (h_{1ORC} - h_{2ORC})$
	$\dot{m}_{Hot,in} = \dot{m}_{Hot,out}$	$\dot{m}_{Hot,ORC} = \frac{\dot{Q}_{ORC}}{C_P (T_{Hot,in} - T_{Hot,out})}$
Turbina	$\dot{m}_{1ORC} = \dot{m}_{2ORC}$	$\dot{W}_T = \dot{m}_{245fa} (h_{1ORC} - h_{2ORC})$
Condensador	$\dot{m}_{2ORC} = \dot{m}_{3ORC}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{245fa} (h_{4ORC} - h_{2ORC})$
	$\dot{m}_{Cold,in} = \dot{m}_{Cold,out}$	$\dot{m}_{Cold,ORC} = \frac{\dot{Q}_C}{C_P (T_{Cold,in} - T_{Cold,out})}$
Bomba	$\dot{m}_{3ORC} = \dot{m}_{4ORC}$	$\dot{W}_B = \dot{m}_{245fa} (h_{4ORC} - h_{3ORC})$
Ciclo ORC	$\dot{m}_{245fa} = \frac{\dot{W}_N}{(h_{1ORC} - h_{2ORC})\eta_{GEN} - (h_{4ORC} - h_{3ORC})}$	$\dot{W}_{N,ORC} = \dot{W}_T \eta_{GEN} - \dot{W}_B$

Tabla 5.2: Parámetros de rendimiento termodinámico.

Componente	Rendimiento termodinámico
Evaporador	$\varepsilon_{EVP} = \frac{T_{1ORC} - T_{4ORC}}{T_{Hot,in} - T_{4ORC}}$
Turbina	$\eta_T = \frac{h_{1ORC} - h_{2ORC}}{(h_{1ORC} - h_{2ORC})_{ideal}}$
Condensador	$\varepsilon_C = \frac{T_{2ORC} - T_{3ORC}}{T_{2ORC} - T_{Cold,in}}$
Bomba	$\eta_B = \frac{(h_{4ORC} - h_{3ORC})_{ideal}}{h_{4ORC} - h_{3ORC}}$
ORC	$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_N}{\dot{Q}_{ORC}}$

- Bomba.

Como el ciclo está conformado por cuatro componentes; al menos cuatro puntos de estado termodinámico son necesarios para definir bien la característica del ciclo, como se presenta en la Figura 5.1. Las ecuaciones de masa y energía del sistema de producción de potencia se presentan en la Tabla 5.1.

Los parámetros de desempeño termodinámico cuantifican la efectividad de cada componente para interactuar con la energía. La Tabla 5.2, muestra los parámetros de desempeño termodinámico por primera ley de la termodinámica del ORC.

Del mismo modo los parámetros de transferencia de calor indican las características térmicas de cada componente del ciclo. El área de transferencia de calor juega un papel importante en los componentes de transferencia de calor. El enfoque basado en la capacidad de transferencia de calor (UA), es un método fundamental para obtener dicha área mencionada. Utilizando la capacidad de transferencia de calor para la estimación de las áreas de transferencia de calor, el flujo de calor en los componentes queda definido de manera general en términos de la Diferencia Media Logarítmica de Temperaturas (DMLT). Por otra parte, debido a que se puede generar cruces de temperatura durante el proceso de transferencia de calor

Tabla 5.3: Balances de energía de los intercambiadores de calor por el enfoque UA.

Componente	ΔT [°C]	DMLT [°C]	UA [kW °C-1]
Evaporador	$\Delta T_{1E} = T_{Hot,out} - T_{4ORC}$	$DMLT_E = \frac{\Delta T_{1E} - \Delta T_{2E}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1E}}{\Delta T_{2E}}\right)}$	$(UA)_E = \frac{\dot{Q}_E}{DMLT_E}$
	$\Delta T_{2E} = T_{Hot,out} - T_{1ORC}$		
Condensador	$\Delta T_{1C} = T_{3ORC} - T_{Cold,in}$	$DMLT_C = \frac{\Delta T_{1C} - \Delta T_{2C}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1C}}{\Delta T_{2C}}\right)}$	$(UA)_C = \frac{\dot{Q}_C}{DMLT_C}$
	$\Delta T_{2C} = T_{2ORC} - T_{Cold,out}$		

Tabla 5.4: Balances de energía del proceso de transferencia de calor en evaporador y condensador.

Componente	ΔT [°C]	Energía [kW]	Tramo
Evaporador	$\Delta T_{PP,E} = T_y - T_{EVP}$	$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_{R245fa} (h_{1ORC} - h_g)$	SensibleR245fa
		$\dot{Q}_{E1} = \dot{m}_{Hot,in} C_P (T_{Hot,in} - T_x)$	SensibleH2O
		$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_{R245fa} h_{fg}$	LatenteR245fa
		$\dot{Q}_{E2} = \dot{m}_{Hot,in} C_P (T_x - T_y)$	SensibleH2O
		$\dot{Q}_{E3} = \dot{m}_{R245fa} (h_f - h_{4ORC})$	SensibleR245fa
		$\dot{Q}_{E3} = \dot{m}_{Hot,in} C_P (T_y - T_{E,out})$	SensibleH2O
Condensador	$\Delta T_{PP,C} = T_{3ORC} - T_s$	$\dot{Q}_{C1} = \dot{m}_{R245fa} h_{fg}$	LatenteR245fa
		$\dot{Q}_{C1} = \dot{m}_{Cold,in} C_P (T_s - T_{Cold,in})$	SensibleH2O
		$\dot{Q}_{C2} = \dot{m}_{R245fa} (h_2 - h_g)$	SensibleR245fa
		$\dot{Q}_{C1} = \dot{m}_{Cold,in} C_P (T_{Cold,out} - T_s)$	SensibleH2O

el método DMLT puede correr el riesgo de no ser aplicable. Sin embargo, un ΔTPP positivo garantiza la validez del método. La Tabla 5.4, muestra las ecuaciones del balance de energía para el evaporador y el condensador por el enfoque UA. Mientras que la Tabla 5.4, muestra las ecuaciones detalladas de los proceso de transferencia de calor en estos componentes y la diferencia mínima de temperaturas pinch-point.

Las ecuaciones de la Tabla 5.4, muestran el acoplamiento del sistema de producción de potencia ORC con la fuente de calor y la fuente de enfriamiento de la cascada de la planta piloto experimental. Dicho acoplamiento se efectúa mediante un balance de energía en el evaporador y condensador. En estos componentes se determina el flujo de masa requerido tanto de activación como de enfriamiento por la unidad para producir los 40 kW de potencia nominal.

Finalmente, para el desarrollo del modelo todas las ecuaciones deben ser resueltas en un software de termodinámica. En este, sentido en este trabajo se utiliza el software EES para la solución del modelo.

Finalmente, para el desarrollo del modelo todas las ecuaciones deben ser resueltas en un software de termodinámica. En este, sentido en este trabajo se utiliza el software EES para

la solución del modelo.

Modelo fuera de diseño del ORC

Una vez desarrollado el modelo en la fase de diseño se puede llevar a cabo el modelo en el punto fuera de diseño. Este modelo permite obtener los resultados del funcionamiento de la instalación para condiciones de operación que difieran de las condiciones de diseño. El modelo se ha realizado tomando como base el modelo de diseño con algunas modificaciones concretas que se describen en este apartado.

En el modelo fuera de diseño se utilizan como fijos algunos parámetros obtenidos en la fase de diseño, así como también cambian los datos de entrada del modelo. En cuanto a los valores fijados para el modelo fuera de diseño se realizan algunos cambios respecto del modelo de diseño [10]:

- El flujo de calor total del evaporador no es un dato de entrada sino que pasa a ser una variable.
- Las temperaturas del fluido orgánico a la salida del evaporador y a la salida del condensador varían de acuerdo con la temperatura de la fuente de calor y la temperatura de la fuente de enfriamiento.

En el mismo sentido, los parámetros de entrada que permiten simular la operación del ORC en función en base a los resultados obtenidos en el modelo de diseño son:

- Temperatura de entrada la fuente de calor.
- Flujo de masa de la fuente de calor.
- Temperatura de entrada de la fuente fría.
- Flujo de masa de la fuente de la fuente fría.
- Flujo de masa del fluido orgánico.
- Eficiencia de temperaturas o pinch-point del evaporador.
- Eficiencia de temperaturas o pinch-point del condensador.

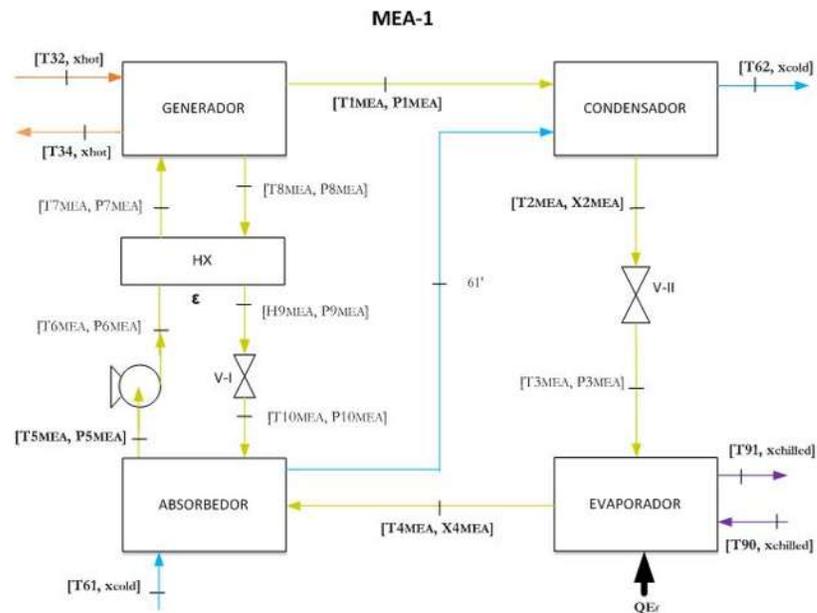


Figura 5.5: Configuración del ciclo de refrigeración por absorción MEA-1.

Estas variables es lo que difiere de las variables de diseño ya que las ecuaciones gobernantes permanecen similares y solamente cambian algunos flujos energéticos a determinarse. Con todo ello, todas las propiedades termodinámicas del ciclo se verán afectadas. Estas variaciones en las simulaciones permiten predecir el funcionamiento fuera del punto nominal de diseño y obtener diferentes resultados energéticos que permiten simular la operación del ORC [13].

5.2.2. Sistema de producción de frío MEA-1

Modelo de diseño del sistema de producción de frío MEA-1

Diseño del ciclo de absorción de simple efecto

La tecnología de absorción de efecto único proporciona un coeficiente de rendimiento en función de tres parámetros fundamentales, la temperatura de activación, la temperatura de enfriamiento y el diseño o configuración del ciclo [14]. En la Figura 5.5, se muestra la configuración del sistema de refrigeración por absorción MEA-1.

En el ciclo de refrigeración por absorción mediante el que opera la MEA-1, el condensador y el evaporador gobiernan las presiones de operación del ciclo. Sin embargo, estas presiones son consecuencia de la temperatura del agua de enfriamiento y de la temperatura de activación

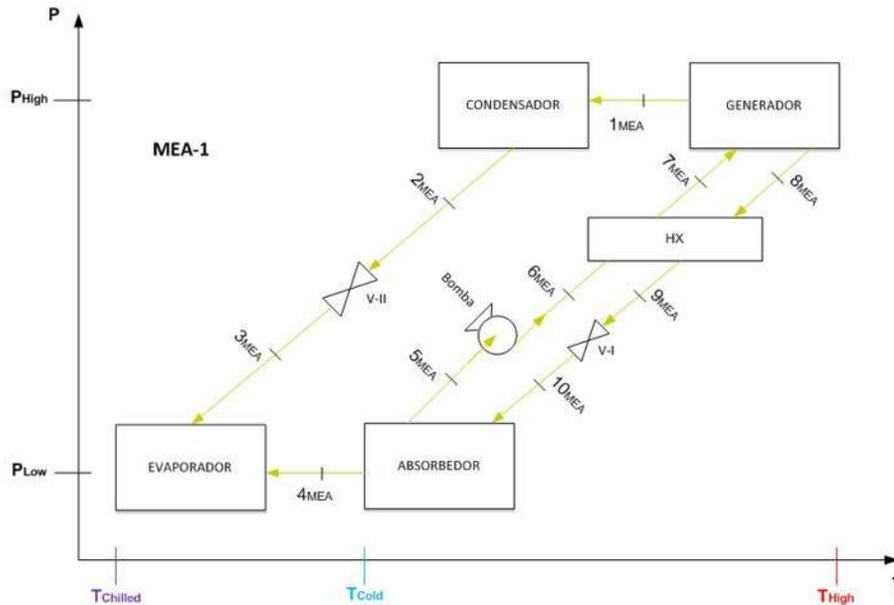


Figura 5.6: Diagrama P-T de la MEA-1.

del ciclo. En la Figura 5.6, se pueden apreciar de manera contextual la presión y temperatura a la que operan los equipos.

Para realizar estimaciones de diseño térmico (rendimientos, transferencia de calor, etc.), diseño mecánico (tamaños de los equipos) de un refrigerador de absorción de BrLi-H₂O, se debe proceder al análisis de los equipos intercambiadores de calor, así como analizar detalladamente los procesos de transferencia de calor en estos dispositivos [15]. Las figuras 10-14, asimilan los procesos de transferencia de calor en el evaporador, condensador, absorbedor, generador y HX. En este caso se refiere a la palabra asimilar, debido a que el proceso de transferencia de calor en algunos dispositivos implica la transferencia de calor de sustancias puras y sustancias no tan puras. Sin embargo, mediante las figuras 10-14, se pueden interpretar las temperaturas en los extremos de cada intercambiador para su adecuado diseño.

Debido a que la condensación del fluido refrigerante es aproximadamente a 40 °C, puede ser que la temperatura a la entrada del generador del BrLi-H₂O se de en condiciones de saturación y posteriormente sufrir un sobre calentamiento hasta casi alcanzar la temperatura de la fuente caliente. Al realizar esta consideración en el diseño del generador, no se está teniendo la posibilidad de un cruce de temperaturas, ni tampoco de un diseño erróneo ya que aunque el BrLi-H₂O a la entrada del generador se encontrara en condiciones de líquido comprimido o en condiciones de sobrecalentamiento, el mayor acercamiento entre la temperatura caliente y fría se seguiría originando en el extremo caliente del intercambiador de calor. Cabe resaltar

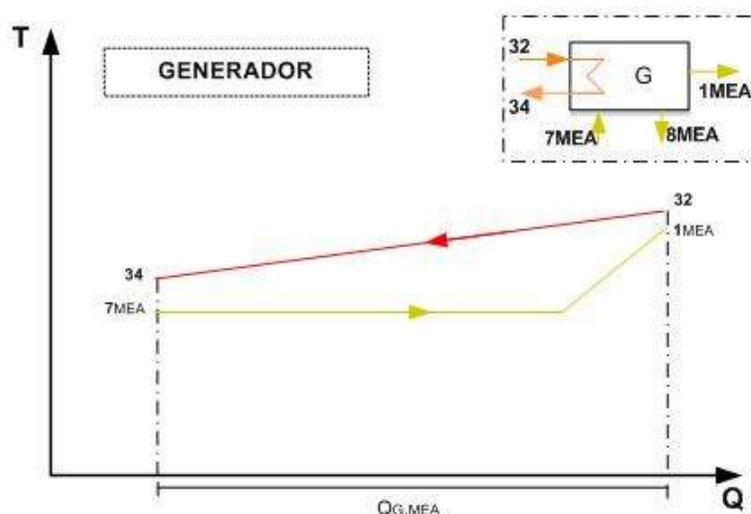


Figura 5.7: Diagrama de temperaturas del generador.

que aunque el fluido se encontrase en otro estado termodinámico la temperatura del BrLi-H₂O a la entrada del generador es consecuencia de un precalentamiento en el HX. Por lo que considerar las temperaturas de los extremos es un adecuado diseño. La Figura 5.7, predice el proceso de transferencia de calor en la MEA-1.

El fluido refrigerante entra en condiciones de vapor sobrecalentado al condensador, posteriormente sufre una condensación a temperatura constante donde se convierte el fluido refrigerante en líquido. La Figura 5.8, muestra el proceso de transferencia de calor entre el agua de refrigeración y el fluido refrigerante del ciclo de absorción en el proceso de condensación.

En el evaporador el fluido refrigerante entra en condiciones de líquido saturado a una baja temperatura y permanece en condiciones de saturación hasta evaporarse por completo. El agua fría, producto del ciclo disminuye su temperatura en este dispositivo hasta acercarse a la temperatura de saturación del fluido refrigerante. En la Figura 5.9, se muestra el proceso de transferencia de calor entre el agua fría y el fluido refrigerante en el proceso de evaporación del refrigerante dentro del evaporador.

En el absorbedor el fluido del ciclo que alcanza la mayor temperatura es el BrLi-H₂O, esta temperatura se disminuye al mezclarse con el fluido refrigerante y al entrar en contacto indirecto con el agua de enfriamiento. El producto de este intercambiador es la temperatura a la cual la bomba tomara en condiciones de saturación la mezcla BrLi-H₂O. En la Figura 5.10, se muestra el proceso de absorción de calor y rechazo de calor en el absorbedor del ciclo.

El HX es un dispositivo muy importante en el ciclo para disminuir el calor suministrado y

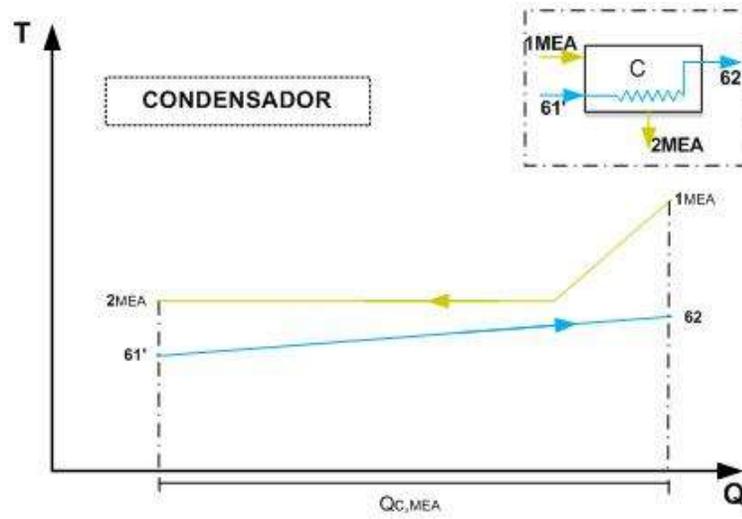


Figura 5.8: Diagrama de temperaturas del condensador.

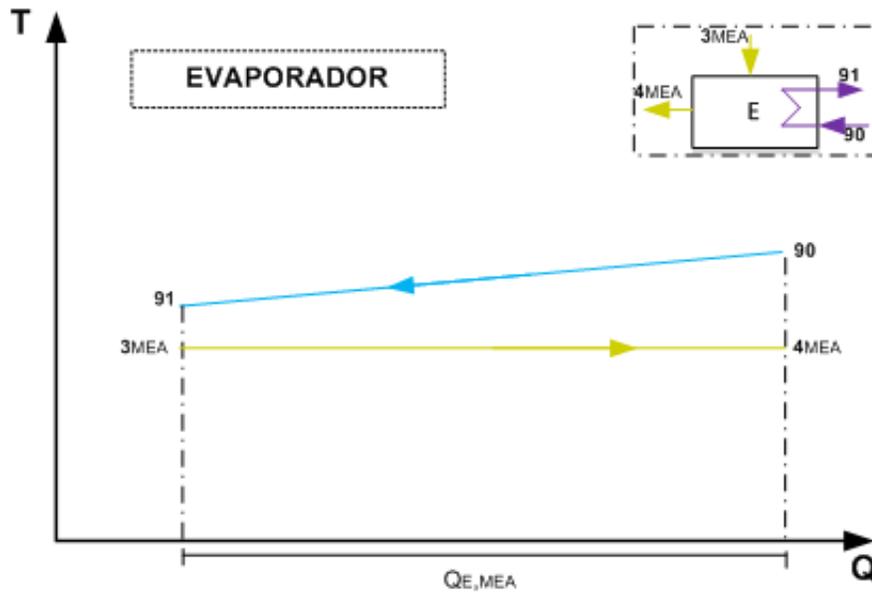


Figura 5.9: Diagrama de temperaturas del evaporador.

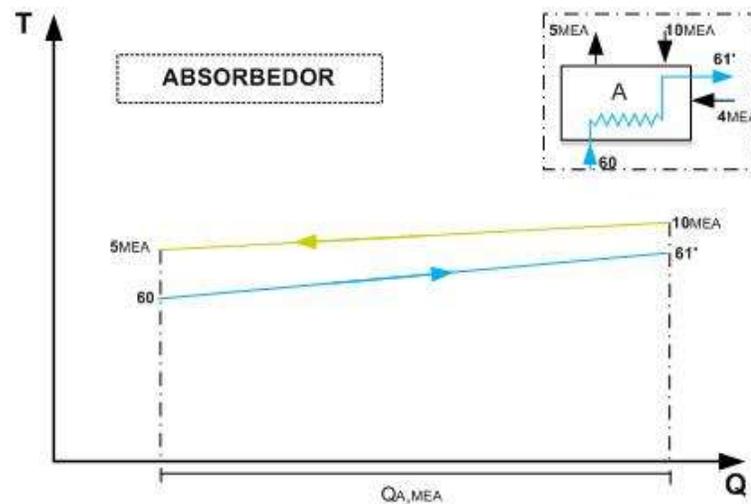


Figura 5.10: Diagrama de temperaturas del absorbedor.

en consecuencia alcanzar un mejor Coeficiente de Operación. El producto de este dispositivo es la temperatura de entrada al generador. El incremento de la temperatura en este dispositivo se logra debido a una transferencia de calor al retornar la mezcla BrLi-H₂O del generador. En la Figura 5.11, se muestra el proceso de transferencia de calor en el HX, a través, de un diagrama de temperaturas.

Parámetros de entrada para el modelo de diseño

Los parámetros de entrada son todos aquellos que permiten establecer el diseño de los dispositivos mecánicos de la MEA-1 y se mantienen fijos en el transcurso del modelo del punto de diseño. Los parámetros de entrada del modelo son [14,16]:

- Temperatura de la fuente caliente.
- Temperatura de la fuente de enfriamiento.
- Temperatura del agua fría.
- Temperatura del evaporador
- Potencia frigorífica del ciclo.

Estos parámetros son importantes para la definición de otros parámetros del ciclo útiles para la modelación. Por ejemplo; mediante la definición de la temperatura de la fuente caliente,

Tabla 5.5: Ecuaciones de masa y energía del sistema de producción de frío.

Componente	Flujos de masa	Flujos de energía
Generador	$\dot{m}_{7MEA} = \dot{m}_{1MEA} + \dot{m}_{8MEA}$	$\dot{Q}_G = \dot{m}_{1MEA}h_{1MEA} + \dot{m}_{8MEA}h_{8MEA} - \dot{m}_{7MEA}h_{7MEA}$
	$\dot{m}_{8MEA} = \dot{m}_{1MEA} \left[\frac{x_7-1}{x_8-x_7} \right]$	$\dot{m}_{Hot,MEA} = \frac{\dot{Q}_G}{C_P(T_{32}-T_{34})}$
	$\dot{m}_{32} = \dot{m}_{34}$	
	$\dot{m}_1 = \dot{m}_{rH2O}$	
Condensador	$\dot{m}_{1MEA} = \dot{m}_{2MEA}$	$\dot{Q}_C = \dot{m}_{1MEA} (h_{1MEA} - h_{2MEA})$
	$\dot{m}_{61'} = \dot{m}_{61}$	$\dot{m}_{Cold,MEA} = \frac{\dot{Q}_C}{C_P(T_{62}-T_{61'})}$
		$T_{61'} = \frac{Q_A T_{13} + Q_C T_{12}}{Q_A + Q_C}$
Válvula 1	$\dot{m}_{2MEA} = \dot{m}_{3MEA}$	$h_{2MEA} = h_{3MEA}$
Evaporador	$\dot{m}_{3MEA} = \dot{m}_{4MEA}$	$\dot{m}_{rH2O} = \frac{\dot{Q}_E}{(h_{4MEA} - h_{3MEA})}$
	$\dot{m}_{90} = \dot{m}_{91}$	$\dot{m}_{Chilled} = \frac{\dot{Q}_E}{C_P(T_{91}-T_{92})}$
	$\dot{m}_{90} = \dot{m}_{Chilled}$	
Bomba	$\dot{m}_{5MEA} = \dot{m}_{6MEA}$	$\dot{W}_B = \dot{m}_{5MEA} V_{5MEA} (P_{6MEA} - P_{5MEA})$
Absorbedor	$\dot{m}_{60} = \dot{m}_{61'}$	$\dot{Q}_A = \dot{m}_{4MEA}h_{4MEA} + \dot{m}_{10MEA}h_{10MEA} - \dot{m}_{5MEA}h_{5MEA}$
	$\dot{m}_{61} = \dot{m}_{Cold}$	
HX	$\dot{m}_{9MEA} = \dot{m}_{8MEA}$	$h_{9MEA} = \frac{\dot{m}_{8MEA}h_{8MEA} - \dot{m}_{7MEA}(h_{7MEA} - h_{6MEA})}{\dot{m}_{9MEA}}$
	$\dot{m}_{7MEA} = \dot{m}_{6MEA}$	
Válvula 2	$\dot{m}_{9MEA} = \dot{m}_{10MEA}$	$h_{9MEA} = h_{10MEA}$

Tabla 5.6: Balances de energía de los intercambiadores de calor de la MEA-1 por el enfoque UA.

Componente	ΔT [°C]	DMLT [°C]	UA [kW °C-1]
Generador	$\Delta T_{1G} = T_{34} - T_{7MEA}$	$DMLT_G = \frac{\Delta T_{1G} - \Delta T_{2G}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1G}}{\Delta T_{2G}}\right)}$	$(UA)_G = \frac{\dot{Q}_G}{DMLT_G}$
	$\Delta T_{2G} = T_{32} - T_{1MEA}$		
Condensador	$\Delta T_{1C} = T_{2MEA} - T_{76r}$	$DMLT_C = \frac{\Delta T_{1C} - \Delta T_{2C}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1C}}{\Delta T_{2C}}\right)}$	$(UA)_C = \frac{\dot{Q}_C}{DMLT_C}$
	$\Delta T_{2C} = T_{1MEA} - T_{62}$		
Evaporador	$\Delta T_{1E} = T_{91} - T_{3MEA}$	$DMLT_E = \frac{\Delta T_{1E} - \Delta T_{2E}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1E}}{\Delta T_{2E}}\right)}$	$(UA)_E = \frac{\dot{Q}_E}{DMLT_E}$
	$\Delta T_{2E} = T_{90} - T_{4MEA}$		
Absorbedor	$\Delta T_{1A} = T_{5MEA} - T_{60}$	$DMLT_A = \frac{\Delta T_{1A} - \Delta T_{2A}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1A}}{\Delta T_{2A}}\right)}$	$(UA)_A = \frac{\dot{Q}_A}{DMLT_A}$
	$\Delta T_{2A} = T_{10MEA} - T_{61'}$		
HX	$\Delta T_{1HX} = T_{9MEA} - T_{6MEA}$	$DMLT_G = \frac{\Delta T_{1HX} - \Delta T_{2HX}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1HX}}{\Delta T_{2HX}}\right)}$	$(UA)_{HX} = \frac{\dot{Q}_{HX}}{DMLT_{HX}}$
	$\Delta T_{2HX} = T_{8MEA} - T_{7MEA}$		

de calor para la estimación de las áreas de transferencia de calor, el flujo de calor en los componentes queda definido de manera general en términos de la DMLT, ver Tabla 5.6.

Debido a que se puede generar cruces de temperatura durante el proceso de transferencia de calor el método de la DMLT no es aplicable, por lo que se debe tener en consideración que no existan cruces de temperatura al aplicar el método DMLT para el diseño de intercambiadores de calor. En este análisis se ha verificado que no existan cruces de temperatura durante los proceso de transferencia de calor para la estimación de los parámetros de diseño de la MEA-1.

Finalmente, para el desarrollo del modelo todas las ecuaciones deben ser resueltas en un software de termodinámica. En este, sentido en este trabajo se utiliza el software EES para la solución del modelo.

Modelo fuera de diseño del sistema de producción de frío MEA-1

Una vez desarrollado el modelo en la fase de diseño se procede con la evaluación del sistema de refrigeración de simple efecto en función de los parámetros de diseño determinados. Mediante el modelo fuera de diseño del ciclo se puede simular la operación del ciclo de absorción acoplado a las fuentes de alta temperatura y de refrigeración de la planta piloto experimental [17]. En el modelo fuera de diseño se utilizan como fijos algunos parámetros obtenidos en la fase de diseño, así como también cambian los datos de entrada del modelo. En cuanto a los valores fijados para el modelo fuera de diseño se realizan algunos cambios

respecto del modelo de diseño [16]:

- El flujo de calor total del generador no es un dato de entrada sino que pasa a ser una variable.
- Las temperaturas del fluido de refrigeración (H₂O) y mezcla LiBr-H₂O varían de acuerdo con la temperatura de la fuente de calor y la temperatura de la fuente de enfriamiento.

En el mismo sentido, los parámetros de entrada que permiten simular la operación de la MEA-1 en función en base a los resultados obtenidos en el modelo de diseño son:

- Temperatura de entrada la fuente de calor.
- Flujo de masa de la fuente de calor.
- Temperatura de entrada de la fuente de enfriamiento.
- Flujo de masa de la fuente de enfriamiento.
- Temperatura de entrada de la fuente fría.
- Flujo de masa de la fuente de la fuente fría.
- Flujo de masa del refrigerante.
- Concentración de LiBr-H₂O a la salida del absorbedor.
- Eficiencia de temperaturas o pinch-point del generador.
- Eficiencia de temperaturas o pinch-point del condensador.
- Eficiencia de temperaturas o pinch-point del absorbedor.
- Eficiencia de temperaturas o pinch-point del evaporador.
- Eficiencia de temperaturas o pinch-point del HX.

Estas variables es lo que difiere de las variables de diseño ya que las ecuaciones gobernantes permanecen similares y solamente cambian algunos flujos energéticos a determinarse. Con la manipulación de estas variables, todas las propiedades termodinámicas del ciclo de absorción se verán afectadas. Estas variaciones en las simulaciones permiten predecir el funcionamiento fuera del punto nominal de diseño y obtener diferentes resultados energéticos que permiten simular la operación de la MEA-1.

5.2.3. Cámara de conservación C-F

La cámara de conservación aprovecha parte del enfriamiento de la máquina de absorción. Para su modelado, se asume que la cámara de conservación actúa como un disipador de aire frío hacia su interior. Debido a que el flujo másico de agua fría que ingresa a la cámara a de conservación ya se encuentra definido por la MEA, el modelo de diseño puede ser omitido y solamente se debe de considerar la mitad del enfriamiento destinado para este fin. Es por ello que el modelo fuera de diseño implica solamente determinar un incremento de temperatura a la salida de agua fría. Las ecuaciones de balance de masa y energía para la cámara de conservación son:

$$T_{81} = T_{91} + \Delta T_{CF} \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{CF} = \dot{m}_{81} C_P (T_{81} - T_{91}) \quad (5.2)$$

5.2.4. Sistema de deshidratación D-1

Modelo de diseño del sistema de deshidratación

El modelo de diseño del sistema de deshidratación implica determinar principalmente el flujo de agua caliente requerida para deshidratar una capacidad de producto fresco definido. En este sentido se definió jitomate como objeto para diseñar el deshidratador. Los parámetros de entrada para el modelo del punto de diseño son:

- Masa del producto fresco.
- Tiempo de deshidratación.
- Temperatura de entrada del agua caliente.
- Temperatura de salida del agua caliente.
- Porcentaje de agua del producto.

En este sentido las ecuaciones necesarias para el modelo de diseño en términos de energía se resumen en Ecs. 5.3-5.6.

$$T_{DEH} = \frac{T_{42} - T_{43}}{\ln\left(\frac{T_{42}}{T_{43}}\right)} \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_{DEH} = \frac{M \cdot DR \cdot \Delta h_{vap}}{\Delta t} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{DEH} = \frac{\dot{Q}_{DEH}}{C_P (T_{42} - T_{43})} \quad (5.5)$$

$$M_{DRY} = M (1 - DR) \quad (5.6)$$

Modelo fuera de diseño del sistema de deshidratación

El modelo fuera de diseño del sistema de deshidratación simula la operación del deshidratador acoplado a la planta piloto a partir de la temperatura residual proveniente de la MEA y el flujo másico obtenido en el modelo de diseño. Los parámetros de entrada del modelo fuera de diseño son:

- Flujo másico de agua caliente.
- Temperatura de entrada del agua caliente.
- Tiempo de deshidratación.
- Porcentaje de agua del producto.

Por su parte, las ecuaciones del modelo de diseño son similares a las obtenidas en la etapa de diseño, solamente que el flujo es un parámetro de entrada.

5.2.5. Sistema generador de calor GAC-1

Modelo de diseño del sistema generador

El sistema generador es el encargado de suministrar el calor a la cascada del ciclo. El modelo de diseño del el sistema generador implica determinar el calor suministrado y en consecuencia determinar el consumo de combustible del sistema generador [18]. Para determinar estas variables dependientes en el modelo de diseño se deben de definir ciertas variables que permanecen fijas:

- Temperatura de entrada del agua caliente al sistema generador.
- Temperatura de salida del agua caliente al sistema generador.

- Flujo másico del agua caliente.

Mediante la definición de estos parámetros se puede evaluar el calor suministrado, y el consumo de combustible en el punto de diseño del sistema generador a partir de las ecuaciones de balance de energía y desempeño termodinámico Ecs. 5.7-5.9:

$$\dot{Q}_{GAC} = \dot{m}_9 C_P (T_8 - T_9) \quad (5.7)$$

$$\dot{F} = \frac{\dot{Q}_{GAC}}{\eta_{GAC}} \quad (5.8)$$

$$\dot{m}_{GLP} = \left(\frac{\dot{F}}{PCI} \right) \quad (5.9)$$

El interés del modelo de diseño es determinar la cantidad de combustible consumido por el generador. Por lo que el tanque de almacenamiento TAAC-1 y la bomba de alimentación BA-02 se han asumido que representan parte del sistema generador, es decir, la presión y la temperatura a la salida del tanque de almacenamiento se mantienen igual que a la salida del generador. Mientras, que la bomba solo se ha considerado con su consumo de potencia nominal ya que su función es recircular flujo.

Modelo fuera de diseño del sistema generador

El modelo fuera de diseño del sistema generador permite simular la operación de la planta piloto haciendo variaciones en el combustible suministrado. En palabras más concisas, el modelo fuera de diseño del sistema generador permite variar la temperatura a la salida del generador con el simple hecho de variar la cantidad de combustible suministrado. Al variar la temperatura a la salida del generador se alteran todos los valores de temperatura del circuito de agua caliente de la planta piloto, lo que trae como consecuencia la variación de los productos de la planta. Sin embargo, para lograr este objetivo de variación de combustible, en el modelo fuera de diseño se tiene que mantener fijo primeramente el consumo de combustible (dato de entrada) obtenido durante el modelo de diseño. Una vez resuelto el modelo fuera de diseño se pueden realizar variaciones del flujo másico de combustible para así incrementar o disminuir la temperatura de salida del generador. Para llegar a este objetivo se utilizan ecuaciones plasmadas a partir de la primera ley, semejantes a las de la etapa de diseño.

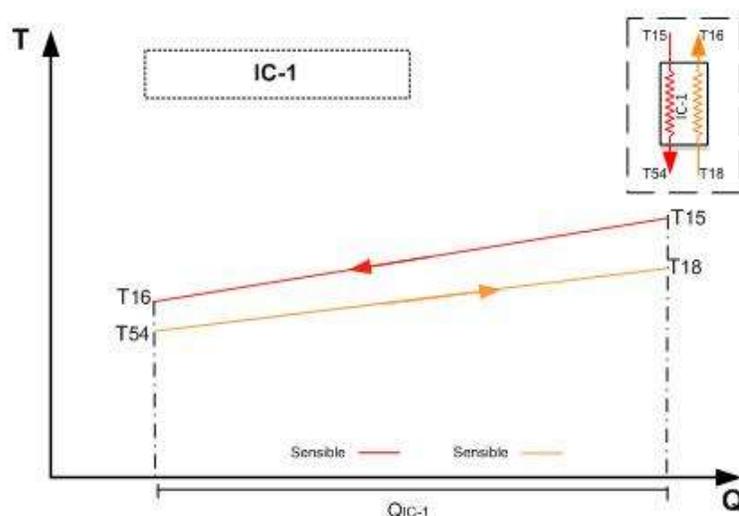


Figura 5.12: Perfil de temperaturas del IC-1.

5.2.6. Equipos intercambiadores de calor

Modelo de diseño del intercambiador de calor IC-1 & IC-2

Intercambiador de calor IC-1

El intercambiador de calor IC-1, es el dispositivo de la planta piloto que permite interactuar energéticamente la salmuera geotérmica y el agua caliente del circuito en cascada de la planta de poligeneración. El modelo de diseño del intercambiador de calor IC-1, implica dos fluidos en estado líquido, por lo que la transferencia de calor de ambos fluidos es por medio de calor sensible limitados a través de una superficie de contacto. La Figura 5.12, muestra el diagrama T-Q del intercambiador de calor IC-1.

El modelo de diseño del intercambiador de calor implica determinar las unidades de transferencia de calor (capacidad de transferencia de calor), esta capacidad de transferencia de calor se evalúa a partir del método de la DMLT. La DMLT trae como resultado las dimensiones de transferencia de calor del IC-1. Sin embargo, la efectividad de transferencia de calor de diseño es ampliamente utilizada en la fase de simulación. Todo este procedimiento de modelo de diseño se efectúa a partir de la primera ley de la termodinámica Ec. 5.10 – Ec. 5.12.

$$\dot{m}_{geo} = \dot{m}_{25} \left(\frac{T_{18} - T_{54}}{T_{15} - T_{16}} \right) \quad (5.10)$$

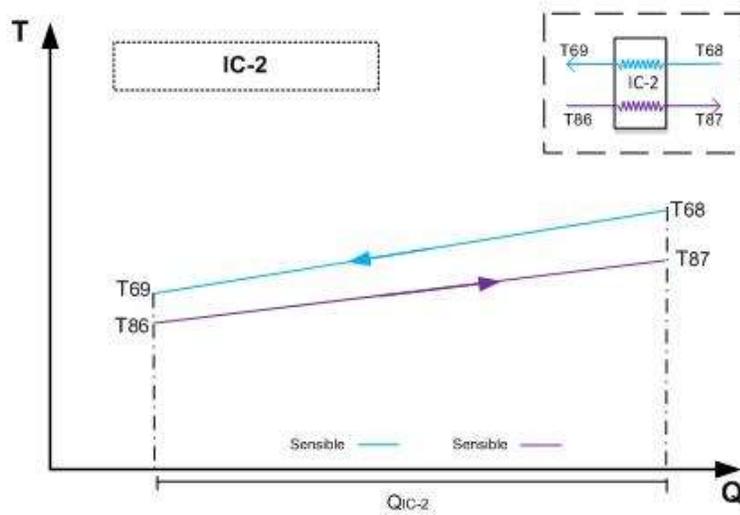


Figura 5.13: Perfil de temperaturas en el IC-2.

$$\varepsilon_{IC-1} = \frac{T_{18} - T_{54}}{T_{15} - T_{54}} \quad (5.11)$$

$$(UA)_{IC-1} = \frac{\dot{Q}_{IC-1}}{DMLT_{IC-1}} \quad (5.12)$$

Intercambiador de calor IC-2

El intercambiador de calor IC-2, es el dispositivo de que permite interactuar entre el circuito de agua fría y el circuito de refrigeración de la planta piloto experimental. La finalidad es obtener una temperatura más baja que la temperatura proveniente de la torre de refrigeración para refrigerar el sistema de producción de potencia ORC. Mediante el intercambiador de calor IC-2, el fluido de enfriamiento experimenta un decremento en su temperatura, mientras que el fluido del circuito de agua fría experimenta un incremento de temperatura. El proceso de transferencia de calor en el IC-2, se puede apreciar en la Figura 5.13.

La temperatura del agua de enfriamiento se determina a partir del balance de energía mediante la Ec. (13). Mientras que la capacidad de transferencia de calor y la efectividad de diseño mediante las Ecs. (14) - (15).

$$T_{75} = T_{68} - \dot{m}_{90} \left(\frac{T_{87} - T_{86}}{\dot{m}_{75}} \right) \quad (5.13)$$

$$\varepsilon_{IC-2} = \left(\frac{T_{87} - T_{86}}{T_{68} - T_{86}} \right) \quad (5.14)$$

$$(UA)_{IC-2} = \frac{\dot{Q}_{IC-2}}{DMLT_{IC-2}} \quad (5.15)$$

Modelo fuera de diseño de los intercambiadores de calor IC-1 & IC-2

Una vez efectuado el modelo de diseño del IC-1 & IC-2 se procede con la evaluación de la simulación de la operación de cada intercambiador de calor. En el modelo fuera de diseño se utilizan como fijo un parámetro obtenido en la etapa de diseño. Este parámetro principal es la efectividad o eficiencia de temperaturas del intercambiador de calor. Sin lugar a dudas, es del todo conocido que el método de la DMLT se emplea para diseñar un intercambiador de calor, mientras que el método ε -NTU se utiliza para la simulación. Por lo tanto, los parámetros de entrada que se requieren como fijos en la etapa de modelo fuera de diseño de los intercambiadores de calor IC-1 & IC-2 son:

- Temperatura de entrada del fluido frío.
- Temperatura de entrada del fluido caliente.
- La eficiencia de temperaturas.
- Flujo másico del fluido caliente.
- Flujo másico del fluido frío.

Estos parámetros permitirán obtener el resto de las temperaturas en ambos intercambiadores de calor de la planta piloto experimental.

5.2.7. Cámara de mezclado TD-1

La cámara de mezclado es un componente secundario de la planta piloto que permite reunir el total del flujo del circuito de agua caliente. En realidad la cámara de mezclado durante la operación de la planta piloto también actúa como un dispositivo desaireador. Por otra parte, debido a que en el presente análisis no se está realizando diseño mecánico relacionado con la forma y características físicas, el modelo de diseño puede ser omitido ya que solamente la cámara de mezclado debe tener la capacidad de reunir el flujo total y resistir las altas temperaturas. Por otra parte, la cámara de mezclado se adapta a las temperaturas

residuales del ORC-1, MEA-1 y D-1, es decir, el producto de la cámara de mezclado que es la temperatura y el flujo másico del agua caliente a la salida de la misma. Para simular la operación de la cámara de mezclado se requieren las siguientes variables:

- Temperaturas de entrada del agua caliente.
- Flujos de masa de entrada del agua caliente.

Las ecuaciones de energía y masa para la simulación de la operación de la cámara de mezclado se definen por:

$$\dot{m}_{50} = \dot{m}_{46} + \dot{m}_{38} + \dot{m}_{49} \quad (5.16)$$

$$T_{50} = \frac{\dot{m}_{46}T_{46} + \dot{m}_{38} \cdot T_{38} + \dot{m}_{49} \cdot T_{49}}{\dot{m}_{50}} \quad (5.17)$$

5.2.8. Torre de enfriamiento TE-1

Para el análisis la torre de enfriamiento se ha tratado para el análisis como un dispositivo de disipación de calor. La torre de enfriamiento disipa el calor del absorbedor y condensador de la MEA-1 y el calor del condensador del sistema de producción de potencia ORC. Sin embargo, la temperatura a la cual logra reducir la temperatura del agua de enfriamiento depende de la temperatura ambiente. En términos generales la temperatura ambiente influye directamente en el comportamiento de la planta piloto experimental. En este caso se ha modelado la torre de enfriamiento y las influencias que tiene la temperatura ambiente desde un punto de vista simplificado, es decir, variando la temperatura del agua de enfriamiento, que es el producto de la torre de enfriamiento. Las Ecs. 5.18-5.19 muestran el balance de masa y energía de la torre de enfriamiento.

$$\dot{Q}R_{TE} = \dot{m}_{79}C_P (T_{79} - T_{56}) + \dot{m}_{63}C_P (T_{63} - T_{56}) \quad (5.18)$$

$$\dot{m}_{56} = \dot{m}_{79} + \dot{m}_{63} \quad (5.19)$$

5.2.9. Sistemas de bombeo de la planta piloto

El sistema de bombeo de la planta piloto experimental contemplado dentro de los circuitos de agua caliente, agua fría y agua de enfriamiento abarca cuatro bombas centrifugas. La primera es la bomba de agua caliente BA-01, la segunda es la bomba del circuito de enfriamiento

ORC-1/IC-2, la tercera es la bomba del circuito de enfriamiento de MEA-1 y la cuarta es la bomba del circuito de agua fría C-F/MEA-1. Todas estas bombas que son necesarias para el funcionamiento de la planta piloto experimental requieren de un suministro de potencia, esta potencia es suministrada por el sistema ORC. Los sistemas de bombeo consumen gran parte de la energía producida por el sistema ORC. En el mismo sentido el modelo de diseño y fuera de diseño implica la evaluación de las caídas de presión en las tuberías y las variaciones de flujo. Sin embargo, en esta herramienta se ha realizado la simulación de la planta manteniendo en algunos circuitos el flujo constante. Es por ello que para el modelo fuera de diseño solamente se considera el consumo de potencia nominal de cada bomba.

5.3. Resultados y discusiones

En el presente apartado se describen los resultados obtenidos para la planta piloto experimental estudiada. Los resultados de esta sección se ha optado por agruparlos por sistemas principales de la planta piloto experimental, es decir, sistema de producción de potencia (ORC-1), sistema de producción de frío (MEA-1) y sistema de deshidratación de producto fresco (D-1). Esto debido a que los resultados de los sistemas secundarios se observan en secuencia directamente reflejados en los productos de los sistemas principales.

Para describir los resultados, en primer lugar se exponen los resultados obtenidos en la fase de diseño y, posteriormente, los resultados obtenidos en la etapa de simulación (modelado en condiciones fuera de diseño).

5.3.1. Sistema de producción de potencia ORC

Resultados del modelo de diseño

Los resultados de los flujos de energía a través de los componentes del sistema ORC durante el modelo de diseño se pueden apreciar en la Tabla 5.7. En la Tabla 5.7, se puede observar que para que el sistema ORC alcance una producción de 40 kWe nominales requiere de un consumo de potencia calorífica de 501 kW. De estos 501 kW tendrá que disipar 458 kW (térmicos) en el condensador y consumir 1.6 kWe durante el proceso de transformación de la energía térmica a eléctrica.

Los parámetros de rendimiento termodinámico determinados durante el modelo de diseño del sistema ORC, se pueden apreciar en la Tabla 5.8. Dentro de estos parámetros el componente que alcanza un mejor desempeño es la bomba del ciclo con un 80 %, seguida por el

Tabla 5.7: Flujos de energía en el ORC-1.

Componente	Energía (kW)
Evaporador	501
Condensador	458.8
Turbina	43.87
Bomba	1.678
ORC	40

Tabla 5.8: Parámetros del rendimiento termodinámico del ORC-1.

Componente	Rendimiento (%)
Evaporador	74.71
Condensador	62.36
Turbina	70
Bomba	80
ORC	7

evaporador con un 74.71%. Por otra parte, el equipo que logra una menor efectividad es el condensador con un 62.3%. Por su parte el ORC en conjunto global, alcanza una eficiencia global del 7%.

La Tabla 5.9, muestra los parámetros de transferencia de calor obtenidos durante la etapa de diseño para los equipos intercambiadores de calor del sistema ORC. En este sentido, el componente del que se obtuvo una mejor capacidad de transferencia de calor fue el condensador. En términos generales, esto se debe a que en el condensador se tienen contacto indirecto entre un fluido caliente y un fluido frío en un proceso de condensación. Esto implica que exista una mayor capacidad de transferencia de calor UA.

Los resultados del proceso de transferencia de calor en el evaporador y condensador se pueden apreciar en la Tabla 5.10. En esta Tabla 5.10, se pueden apreciar los flujos de calor en los diferentes tramos de transferencia de calor de estos componentes. Por ejemplo, la mayor adición de calor al sistema ORC mediante el evaporador se da en el tramo latente del R245fa (326 kW), mientras que el tramo donde se disipa una mayor cantidad de energía en el condensador, es el tramo latente también (414.5 kW). Por otra parte, la menor diferen-

Tabla 5.9: Parámetros de transferencia de calor del ORC-1.

Componente	$\Delta T1$ [°C]	$\Delta T2$ [°C]	DMLT [°C]	UA [kW °C-1]
Evaporador	57.7	18.39	34.37	14.57
Condensador	11.89	21.6	16.27	28.2

Tabla 5.10: Proceso de transferencia de calor en evaporador y condensador.

Componente	ΔT_{pp} [°C]	T [°C]	Energía [kW]	Tramo
Evaporador	10.44	109.8	5.71	SensibleR245fa
				SensibleH2O
		100.1	326.4	LatenteR245fa
				SensibleH2O
		95	168.8	SensibleR245fa
				SensibleH2O
Condensador	2.85	34.04	414.5	LatenteR245fa
				SensibleH2O
		35	44.24	SensibleR245fa
				SensibleH2O

cia pinch-point de temperatura se obtiene en el condensador (2.85 °C), mientras que en el evaporador se obtiene una diferencia de 10.44 °C.

Resultados del modelo fuera de diseño

El modelo fuera de diseño permite predecir y simular la operación del sistema de producción de potencia ORC. En este sentido, la temperatura de activación del sistema ORC es determinante en el ciclo. Esto es debido a que a medida que se incrementa esta temperatura se incrementa la temperatura y la presión de admisión del R245fa a la entrada de la turbina, lo que trae como consecuencia un incremento en la producción de potencia del ciclo. Sin embargo, por el contrario, si existe un decremento en la temperatura de activación del ciclo, esto se ve reflejado en una disminución en la producción de potencia. La Figura 5.14, muestra un gráfico de la potencia producida por la turbina, potencia consumida por la bomba y de la potencia neta del ciclo en función de la temperatura de activación del sistema ORC. En esta Figura 5.14, se puede apreciar que a medida que se incrementa la temperatura de activación se incrementan la producción de potencia del ciclo.

La temperatura de activación del sistema ORC es un parámetro determinante que afecta la temperatura de evaporación del sistema ORC. La temperatura de activación también es un parámetro que influye directamente, en otras temperaturas del ciclo, tal es el caso de la temperatura a la que abandona el agua caliente el evaporador del ORC, por citar un ejemplo. La Figura 5.15, muestra la variación de las temperaturas del sistema ORC en función de la temperatura de activación del mismo.

A medida que se incrementa la temperatura de activación también se incrementa el calor suministrado al evaporador del ORC y en consecuencia también se incrementa la disipación

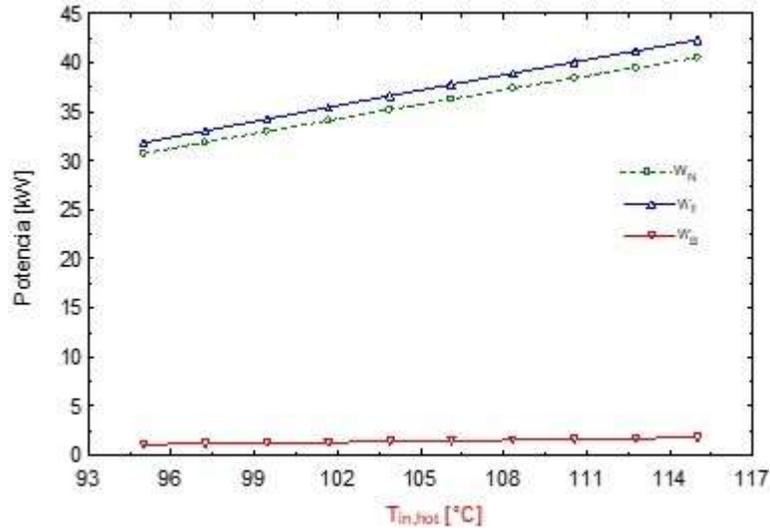


Figura 5.14: Potencia del ORC en función de la temperatura de activación.

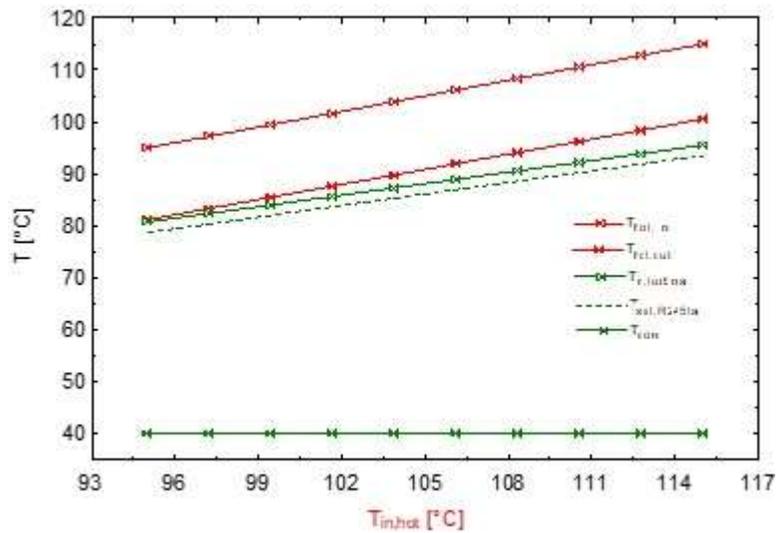


Figura 5.15: Temperaturas en el ORC en función de la temperatura de activación.

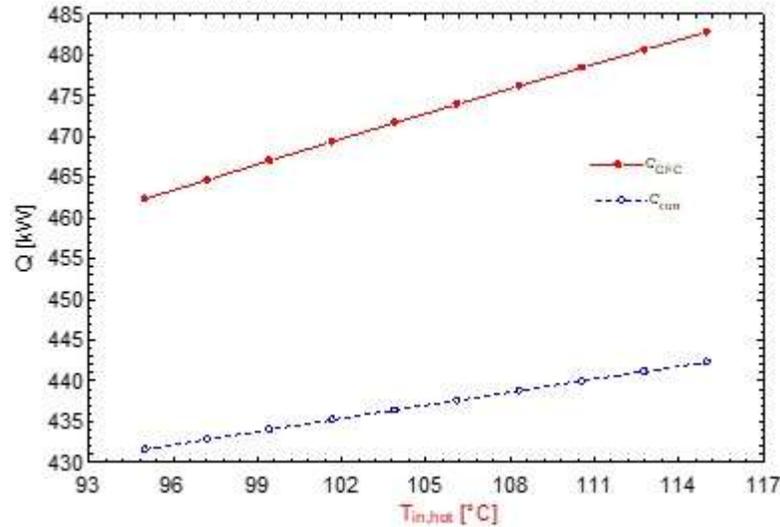


Figura 5.16: Flujos de calor en el ORC en función de la temperatura de activación.

de calor en el ORC. La Figura 5.16, muestra la estas variaciones de flujos de calor entrantes y salientes en el sistema ORC.

La temperatura de enfriamiento es otro parámetro determinante en el desempeño termodinámico del sistema ORC, una temperatura baja de la fuente de enfriamiento se refleja en una presión de descarga de la turbina menor, lo que trae como consecuencia un incremento en la producción de potencia del sistema ORC. La Figura 5.17, muestra el comportamiento de la potencia de la turbina, potencia consumida por la bomba y potencia neta del sistema ORC, en función de la temperatura de enfriamiento. Se puede apreciar que a medida que se incrementa la temperatura de la fuente de enfriamiento se decrece la producción de potencia del ciclo.

En efecto la temperatura del agua de enfriamiento es un parámetro que afecta directamente a todas las temperaturas del sistema ORC, a diferencia de la temperatura de activación del ciclo que es independiente de la temperatura de enfriamiento. La Figura 5.18, muestra las variaciones de la temperatura del sistema ORC en función de la temperatura de enfriamiento.

En el mismo sentido a medida que se disminuye la temperatura de enfriamiento se incrementa el calor suministrado en el evaporador y en forma directamente proporcional se incrementa la cantidad de calor disipado del sistema. Esta apreciación se puede observar en la Figura 5.19, donde se muestran los flujos de energía en forma de calor entrantes y salientes del sistema ORC.

En términos generales, tanto la temperatura de enfriamiento como la temperatura de activación del ciclo son parámetros determinantes en el desempeño termodinámico del mismo.

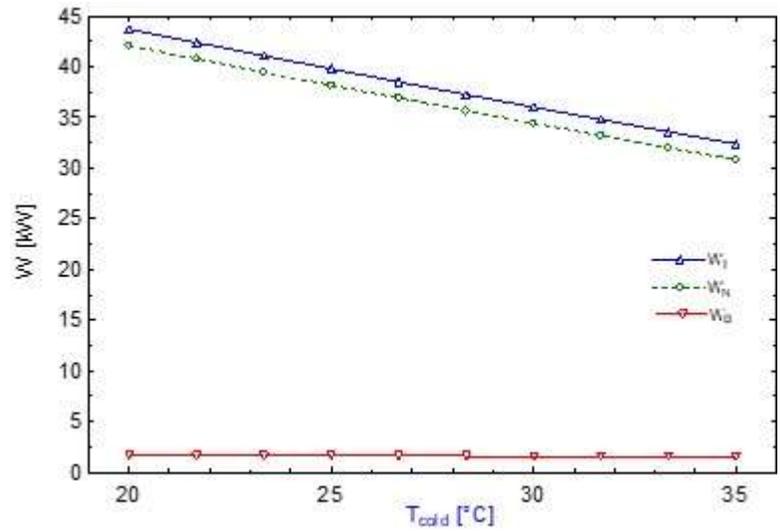


Figura 5.17: Potencia del ORC en función de la temperatura de enfriamiento.

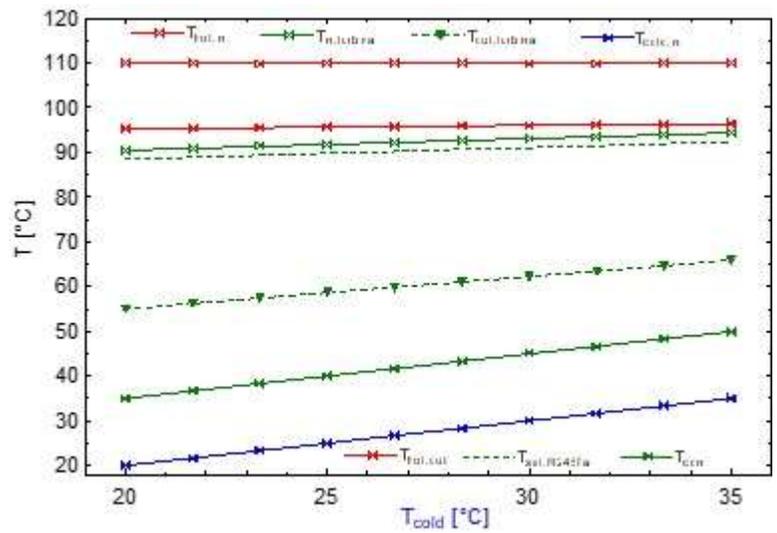


Figura 5.18: Temperaturas del ORC en función de la temperatura de enfriamiento.

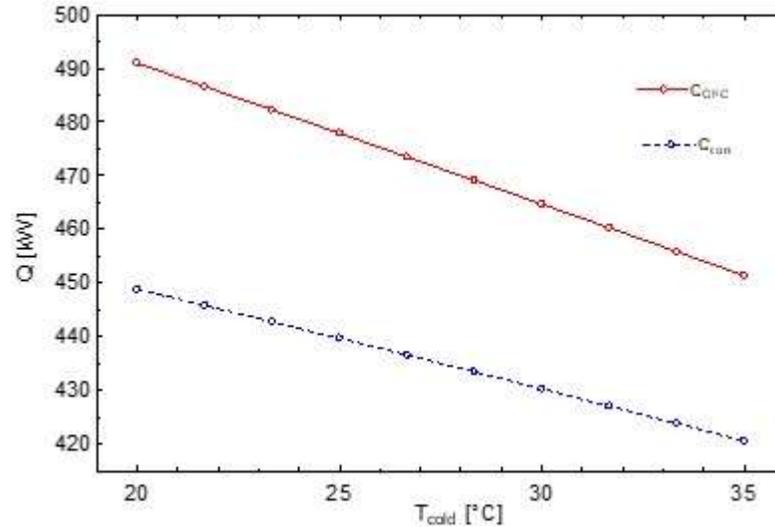


Figura 5.19: Flujos de calor en el ORC en función de la temperatura de enfriamiento.

Un incremento en la temperatura de activación representa un incremento en la eficiencia del sistema. Mientras que un decremento en la temperatura de enfriamiento, representa también un incremento en la eficiencia del ciclo. La Figura 5.20, muestra el comportamiento de la eficiencia del sistema de producción de potencia en función de la temperatura de activación y la temperatura de enfriamiento.

5.3.2. Sistema de producción de frío MEA

Resultados del modelo de diseño

La Tabla 5.11, muestra los resultados del modelo en el punto de diseño de la MEA. Se puede apreciar los flujos de calor a través del generador, condensador, evaporador y absorbedor. Dentro de estos equipos intercambiadores de calor el generador es el que implica una mayor transferencia de calor. Esto es debido a que es el equipo mediante el que se activa el ciclo de refrigeración. Por otra parte, bajo las condiciones de punto de diseño el coeficiente de operación desempeñado por la máquina de absorción alcanza un valor de 0.58.

Por otra parte, los resultados de los parámetros de transferencia de calor de la MEA, se aprecian en la Tabla 5.12. En este sentido, el componente de la MEA que alcanza el mayor valor de la capacidad de transferencia de calor es el generador. Mientras que en el condensador se presenta la mayor DMLT. Esto se presenta debido a la gran diferencia de temperaturas entre el agua de enfriamiento y la temperatura del generador.

Resultados del modelo fuera de diseño De manera similar al ORC, la temperatura de

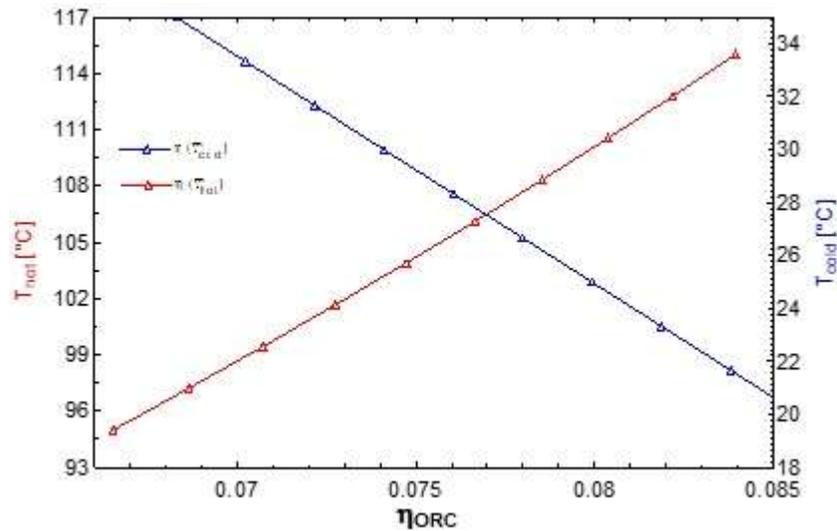


Figura 5.20: Eficiencia del ORC en función de la temperatura de activación y de enfriamiento.

Tabla 5.11: Flujos de energía en la MEA.

Componente	Energía (kW)
Generador	298.9
Condensador	187.5
Evaporador	175.8
Absorbedor	287.2

Tabla 5.12: Parámetros de transferencia de calor de la MEA.

Componente	ΔT1 [°C]	ΔT1 [°C]	DMLT [°C]	UA [kW °C ⁻¹]
Generador	6.6	7	6.7	43.96
Condensador	8.9	48	23.2	27.58
Evaporador	5	12	7.99	21.99
Absorbedor	10	5.6	7.59	37.8

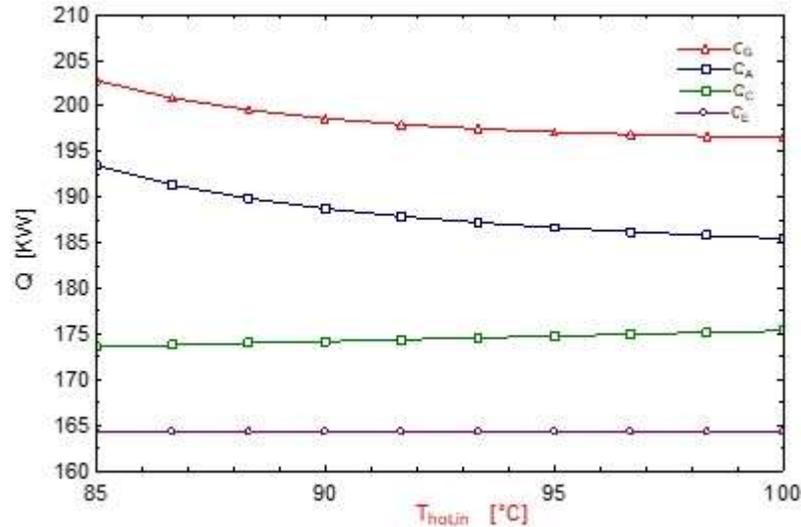


Figura 5.21: Flujos de calor en la MEA en función de la temperatura de activación.

activación de la MEA es un parámetro determinante para el desempeño termodinámico de la máquina de absorción. A medida que se incrementa la temperatura de activación, se disminuye el calor suministrado a la máquina de absorción. De la misma manera, se disminuye el calor disipado por el absorbedor. Sin embargo, el calor disipado por el condensador se ve incrementado. Por otra parte, la capacidad de enfriamiento permanece constante. La Figura 5.21, muestra la variación de los flujos de calor en función de la temperatura de activación de la MEA.

En la Figura 5.22, se puede apreciar la variación de la temperatura en la MEA, en función de la temperatura de activación. En la Figura 5.22, se puede apreciar que la temperatura de activación tiene influencia prácticamente en la temperatura a la que abandona el agua caliente el generador de la MEA y las temperaturas internas en el generador del ciclo de absorción. Sin embargo, una variación de la temperatura de activación de la MEA, no influye en el efecto de enfriamiento y en las temperaturas del absorbedor y el condensador de la máquina de absorción.

La temperatura de enfriamiento tiene una influencia determinante el correcto funcionamiento de una máquina de absorción. A medida que se incrementa la temperatura del recurso de enfriamiento, se incrementa el calor suministrado a la MEA. Del mismo modo se observa el incremento en el absorbedor. Por su parte, un incremento en la temperatura del recurso de enfriamiento, disminuye el calor de condensación. Un aspecto muy importante del agua de enfriamientos es que a medida que se le suministra un recurso de enfriamiento de menor temperatura a la MEA, la capacidad de enfriamiento se incrementa. Del mismo a modo, si

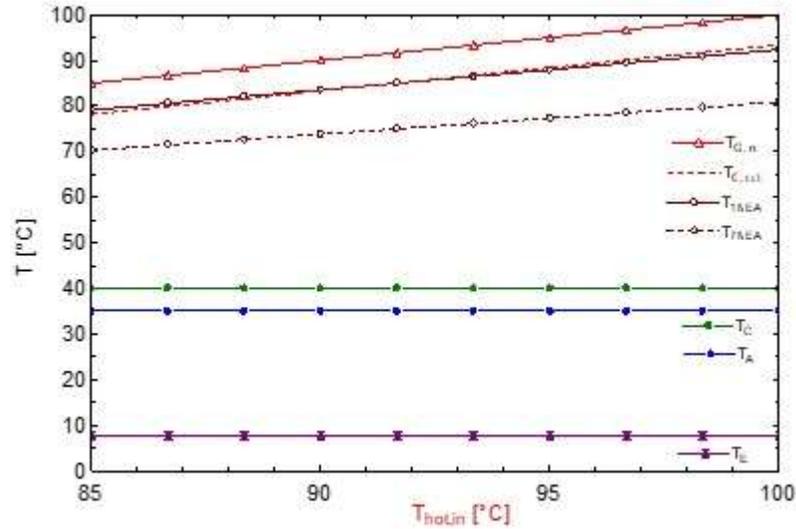


Figura 5.22: Temperaturas de la MEA en función de la temperatura de activación.

se suministra una temperatura del agua de enfriamiento de una temperatura mayor la capacidad de enfriamiento se disminuye. En términos generales, el agua de enfriamiento tiene un mayor efecto para lograr un bajo enfriamiento en la MEA. En la Figura 5.23, se observan las variaciones de los flujos de energía en la MEA en función de la temperatura de enfriamiento.

La temperatura del agua de enfriamiento influye en prácticamente todas las temperaturas de la MEA. En la Figura 5.24, se puede apreciar la influencia de esta temperatura en las temperaturas del ciclo de absorción. Un aspecto importante que se observa en esta Figura 5.24, es que la temperatura del agua fría producida por la MEA decrece su temperatura a una menor temperatura del agua de enfriamiento.

El coeficiente de operación (COP) es un parámetro de rendimiento de la MEA que puede ser mejorado o perjudicado de acuerdo con la temperatura tanto del agua de enfriamiento como la temperatura del agua caliente de activación de la MEA. En este sentido, el COP se incrementa a medida que se disminuye la temperatura del agua de enfriamiento y, a su vez también se incrementa a medida que se incrementa la temperatura de activación de la máquina. La variación del COP en función de estas dos temperaturas, se puede apreciar en la Figura 5.25.

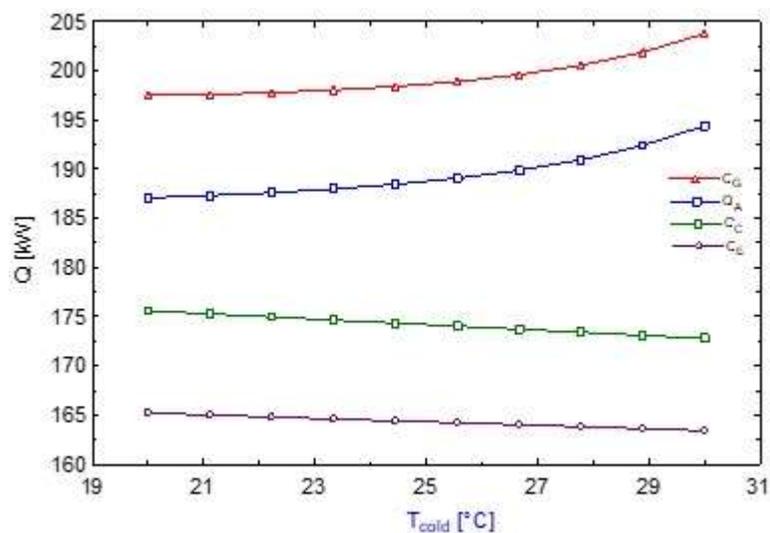


Figura 5.23: Flujos de calor en la MEA en función de la temperatura de enfriamiento.

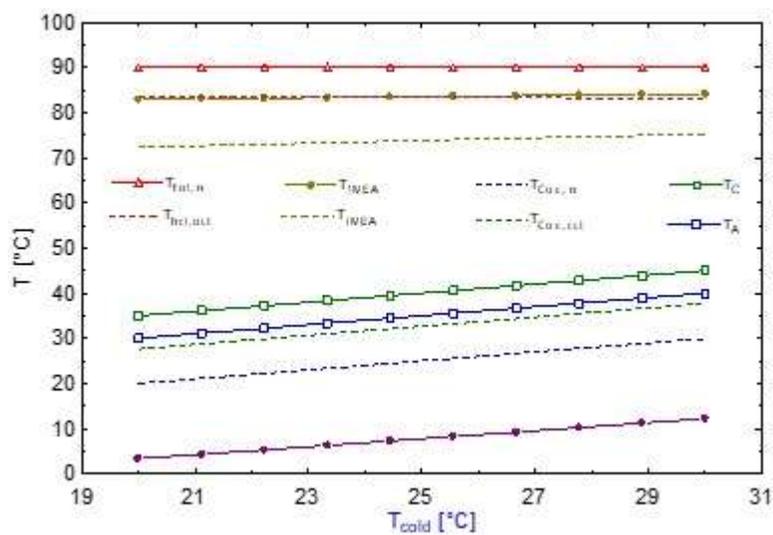


Figura 5.24: Temperaturas en la MEA en función de la temperatura de enfriamiento.

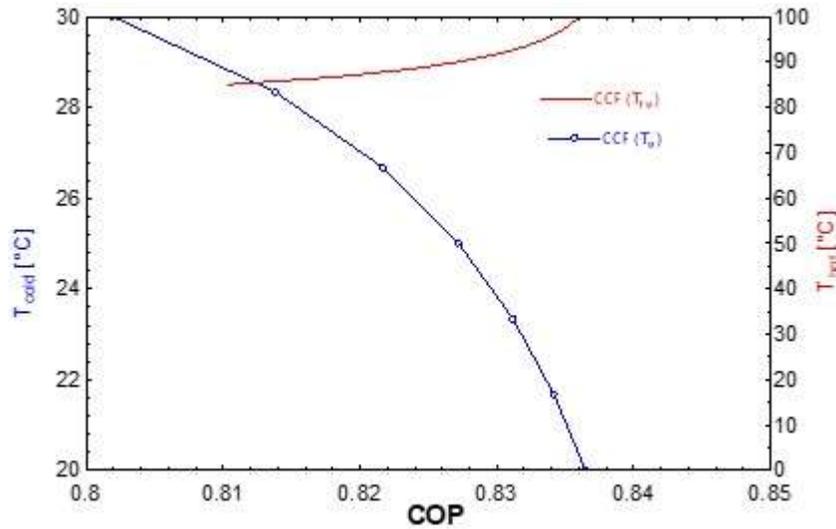


Figura 5.25: Coeficiente de operación en función de la temperatura de activación y de enfriamiento.

5.3.3. Sistema de deshidratación

Resultados del modelo de diseño

En el modelo de diseño del deshidratador, el calor requerido por el deshidratador es una función de la masa del producto fresco a deshidratar. El deshidratador fue diseñado para una capacidad de deshidratación de 1000 kg de producto fresco a una temperatura media termodinámica de 74.87 °C. Mediante esta temperatura y un tiempo de deshidratación de 18 h, el módulo de deshidratación requiere de un flujo de agua caliente de 0.8 kg/s. Estos 0.8 kg/s de agua caliente a una temperatura de entrada al deshidratador de 80°C son suficientes para lograr producir 60 kg de producto seco.

Resultados del modelo fuera de diseño La temperatura de entrada del agua caliente es un parámetro determinante para alcanzar una adecuada temperatura de deshidratación. Dicha temperatura es un parámetro determinante en el deshidratador, a medida que se incrementa la temperatura se incrementa el calor de deshidratación y en consecuencia se incrementa la capacidad de deshidratar producto fresco y de lograr la deshidratación de mayor producto seco. En la Figura 5.26, se aprecia como varía el calor de deshidratación, la masa fresca a deshidratar y el producto deshidratado en función de la temperatura de activación del deshidratador.

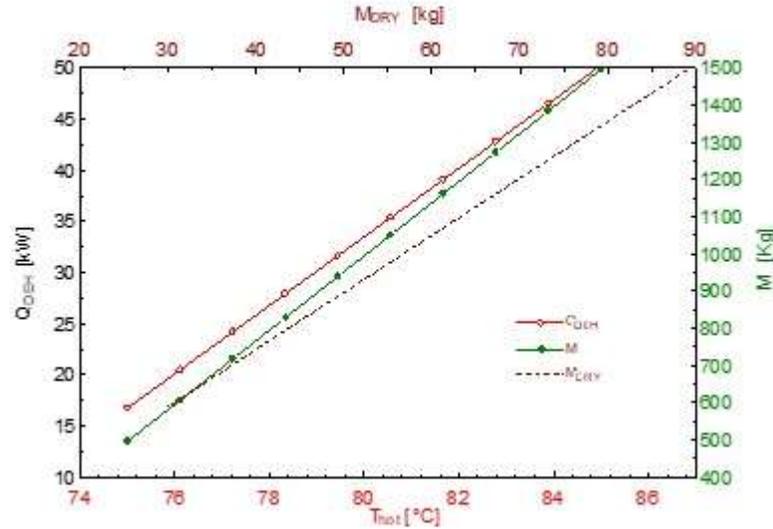


Figura 5.26: Flujo de calor y masa de deshidratación en función de la temperatura.

5.3.4. Generales de la planta piloto experimental

Resultados del modelo fuera de diseño

Una vez establecidos los modelos de diseño de las tecnologías principales y auxiliares de la planta de poligeneración se procede con el acoplamiento de los mismos en el diagrama de la planta piloto (Figura 4.2). En este sentido, se puede apreciar en esta sección la variación de los productos de la planta piloto experimental en función de la temperatura de activación de la planta de piloto experimental y de la temperatura ambiente.

La Figura 5.27, muestra la variación de los productos producidos por la planta piloto experimental en función de la temperatura de activación de la planta. Dicha temperatura corresponde a la temperatura obtenida en la caldera auxiliar de la planta. Se puede apreciar, que a medida que se incrementa la temperatura, se incrementa la producción de electricidad y la masa de producto seco producida por el deshidratador. Por su parte, la potencia frigorífica producida se mantiene constante.

En la Figura 5.28, se muestra la eficiencia del ORC y MEA acoplados a la planta piloto experimental. En este sentido, se puede apreciar que a medida que se incrementa la temperatura de activación de la planta de poligeneración se incrementan las eficiencias de estas tecnologías.

Por otra parte, la Figura 5.29, muestra los resultados de las temperaturas del agua caliente en los diferentes niveles y etapas de la planta de poligeneración. Se puede apreciar cada nivel térmico, así como la temperatura obtenida en la cámara de mezclado y que posteriormente

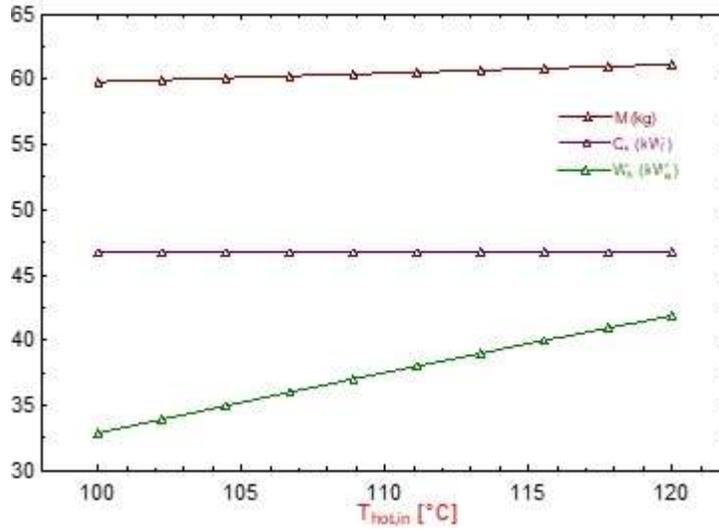


Figura 5.27: Productos de la planta de poligeneración en función de la temperatura de activación.

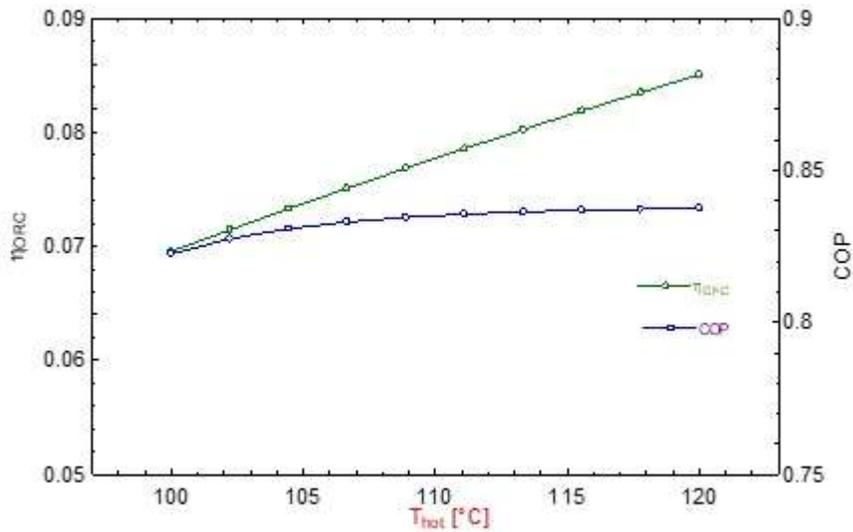


Figura 5.28: Eficiencia del ORC y MEA en función de la temperatura de activación.

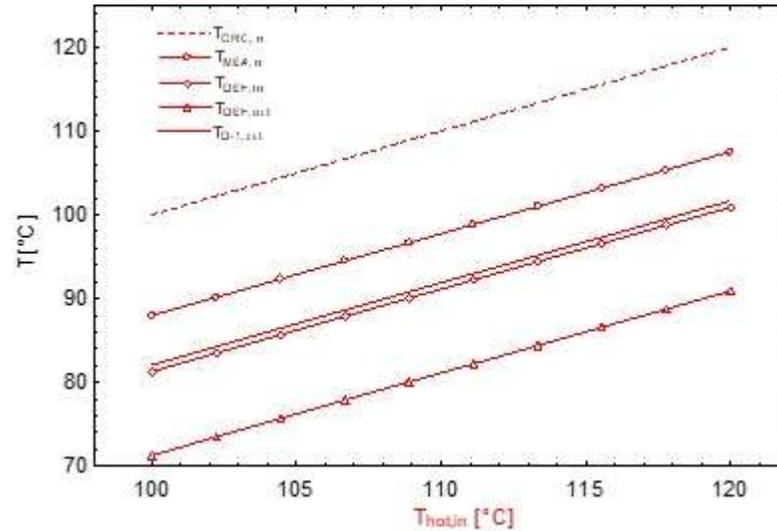


Figura 5.29: Temperaturas de la planta piloto en los diferentes niveles térmicos.

se ingresa en la caldera para comenzar nuevamente con el ciclo en cascada. En esta Figura 5.29, es de apreciarse que el mayor salto térmico de la cascada se realiza en el sistema de producción de potencia ORC.

Otro parámetro que origina un gran cambio en los productos de la planta piloto experimental es la temperatura del agua de enfriamiento que está ligada a la temperatura ambiente. A medida que disminuye la temperatura de enfriamiento se incrementa la producción de potencia y frío. Por su parte la masa de producto seco producida por el deshidratador prácticamente se mantiene constante.

La eficiencia del ORC y MEA acoplados a la planta piloto también se observa beneficiada cuando la temperatura ambiente disminuye. Este beneficio se puede apreciar en la Figura 5.31.

De manera similar al comportamiento de la temperatura de activación de la planta se observa un comportamiento de las temperaturas del agua de enfriamiento en las diferentes etapas de la planta. En la Figura 5.32, se representan estas temperaturas. Se puede apreciar un decremento entre la temperatura de enfriamiento de la MEA y temperatura de enfriamiento del ORC. Esto es debido a la interacción del circuito de enfriamiento del ORC con el circuito de agua fría de la MEA. De hecho en la Figura 5.32, la línea más baja de temperatura corresponde a la temperatura de enfriamiento del ORC por el hecho de utilizar parte del producto frigorífico de la MEA. Una disminución de la temperatura ambiente beneficia directamente la MEA y, este beneficio es muy bien aprovechado por el ORC.

Como se mencionó anteriormente a medida que se disminuya la temperatura de enfria-

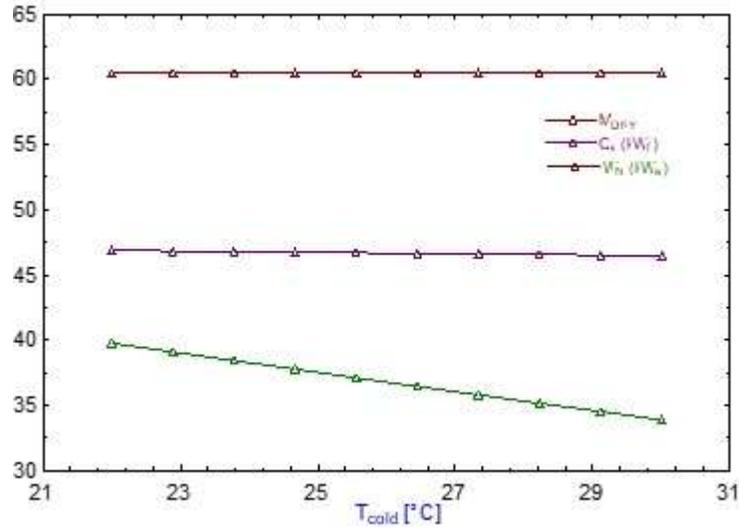


Figura 5.30: Productos de la planta piloto en función de la temperatura de enfriamiento.

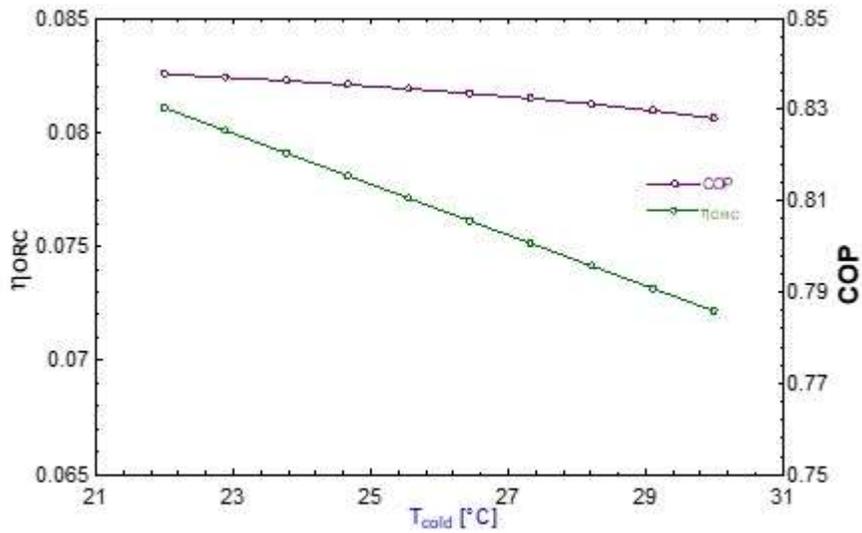


Figura 5.31: Eficiencia del ORC y MEA en función de la temperatura de enfriamiento.

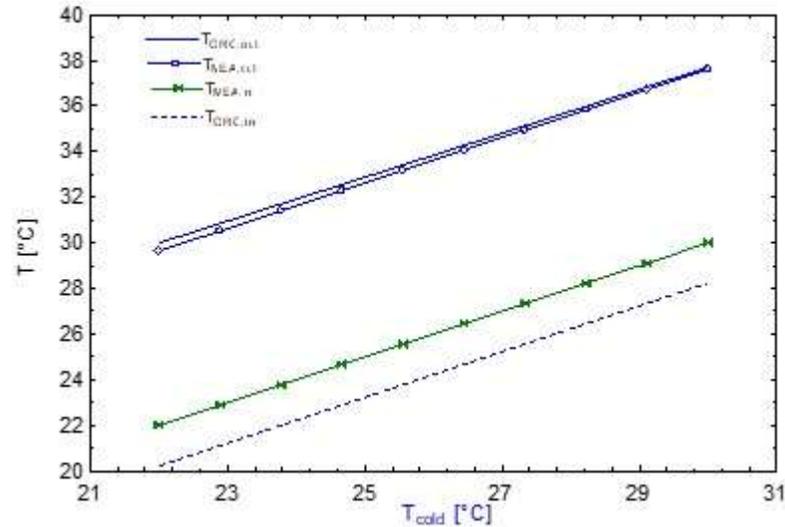


Figura 5.32: Temperaturas del circuito de enfriamiento en función de la temperatura ambiente.

miento se alcanza una temperatura del agua fría más baja. Esto trae como consecuencia un mejor desempeño de la planta de poligeneración en conjunto. En la Figura 5.33, se aprecia la influencia de la temperatura ambiente en las temperaturas de la máquina de absorción y el circuito de agua fría.

5.4. Conclusiones

Las tecnologías principales de la planta de poligeneración alcanzan un mejor desempeño termodinámico a medida que se incrementa la temperatura de activación de cada una de ellas. Por otra parte este buen comportamiento se alcanza cuando la temperatura ambiente es menor. Este mismo comportamiento se alcanza cuando las tecnologías principales se acoplan al circuito de agua caliente de la planta de poligeneración y la temperatura de este circuito se incrementa por la caldera auxiliar.

Por otra parte, el circuito de enfriamiento ha demostrado ser tan importante como la fuente de activación de la planta piloto ya que a medida que se decrece la temperatura ambiente se incrementan los productos de la planta de piloto, especialmente los del sistema de producción de potencia y los de la máquina de absorción. En cuanto a la operación efectiva de la planta piloto se recomienda operarla a una cierta temperatura de la fuente caliente siempre y cuando la temperatura ambiente sea favorable. Es decir, se puede alcanzar una buena eficiencia termodinámica de la planta piloto sin necesidad de suministrar demasiado

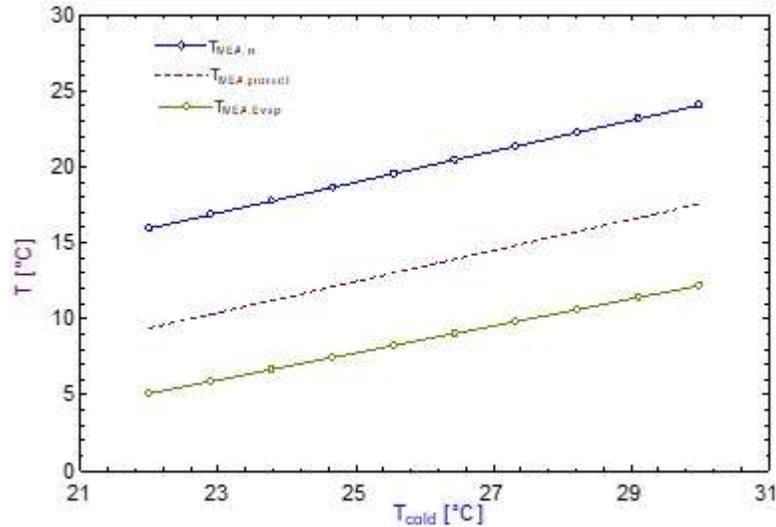


Figura 5.33: Temperaturas del circuito de agua fría en función de la temperatura ambiente.

combustible.

Es importante destacar que la electricidad producida por el sistema ORC es insuficiente para satisfacer la demanda de energía eléctrica de la planta de poligeneración, por lo que tiene que consumir una pequeña parte de la electricidad de la red eléctrica. Sin embargo, a pesar de este déficit se tiene una buena eficiencia del uso del recurso primario de activación de la planta de poligeneración que es superior a las plantas tradicionales.

5.5. Referencias

1. Enogia, The small turbine technology ORC Company (Contacto directo). Disponible: <http://enogia.com> directo).
2. Thermax (Contacto directo). Disponible: <https://www.thermaxglobal.com>.
3. Snowell, Ice systems (Contacto directo). Disponible: <http://en.snowell.cn/>.
4. Torrey, Cuartos frios. Disponible: <https://www.torrey.net/mexico/lineas/15-cuartos-frios/>.
5. S. Enerpro (Contacto directo). Disponible: <https://prezi.com/jtbdezxuagcs/soluciones-enerpro-sa-de-cv/>.
6. Alfa Laval (contacto directo). Disponible: <https://www.alfalaval.mx/>.

7. Grundfos (Contacto directo). Disponible: <https://mx.grundfos.com/>.
8. Reymosa (Contacto directo). Disponible: <http://www.reymosa.com/index.php/sp/>.
9. B.-R. Fu, A flow rate control approach on off-design analysis of an organic rankine cycle system, *Energies*, vol. 9, no. 10, p. 759, 2016.
10. N. Mazzi, Off-design performance model of organic rankine cycle systems, Tesis, Università Degli Studi Di Padova, 2013.
11. B. R. Fu, S. W. Hsu, Y. R. Lee, J. C. Hsieh, C. M. Chang, y C. H. Liu, Performance of a 250 kW organic rankine cycle system for off-design heat source conditions, *Energies*, vol. 7, no. 6, pp. 3684–3694, 2014.
12. L. Jiménez, Simulación y optimización de un ciclo rankine organico (orc de pequeña potencia (10 kW), Trabajo fin de Master, Universidad de Zaragoza, 2013.
13. I. Flores, Simulación y optimización aplicada a problemas industriales, AMCS, 2013.
14. B. Borzou y F. Sadeghpour, System design and optimization of a water-lithium bromide double-effect absorption system, 1st Int. Conf. Heating, Vent. Air Cond. May, 2009, Tehran, Iran, no. 3, pp. 1–6, 2009.
15. S. Kalogirou, G. Florides, S. Tassou, y L. Wrobel, Design and Construction of a Lithium Bromide Water Absorption Refrigerator, CLIMA 2000/Napoli 2001 World Congr., no. September 2001, pp. 15–18, 2001.
16. J. D. Marcos del Cano, Tesis Doctoral: Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire, p. 217, 2008.
17. C. Somers, A. Mortazavi, Y. Hwang, R. Radermacher, P. Rodgers, y S. Al-Hashimi, Modeling water/lithium bromide absorption chillers in ASPEN Plus, *Appl. Energy*, vol. 88, no. 11, pp. 4197–4205, 2011.
18. S. M. Santiso, Caldera y la torre de refrigeración de la central térmica de la robla – grupo I, pp. 81–90, 2013.

5.6. Nomenclatura

Subíndices

<i>A</i>	Absorbedor
<i>B</i>	Bomba
<i>C</i>	Condensador
<i>CF</i>	Cámara frigorífica
<i>Chilled</i>	Agua fría
<i>Cold</i>	Frío
<i>DEH</i>	Deshidratador
<i>DRY</i>	Seco
<i>E</i>	Evaporador
<i>EVP</i>	Evaporador
<i>GAC</i>	Generador de agua caliente
<i>GEN</i>	Generador eléctrico
<i>GLP</i>	Gas LP
<i>Hot</i>	Caliente
<i>In</i>	Entrada
<i>N</i>	Neto
<i>Out</i>	Salida
<i>s</i>	Estado termodinámico
<i>T</i>	Turbina
<i>TE</i>	Torre de enfriamiento
<i>x</i>	Estado termodinámico
<i>y</i>	Estado termodinámico

Letras griegas

Δ	Variación
η	Eficiencia
ε	Efectividad

Latín

C_P	Calor específico a presión constante, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
$DMLT$	Diferencia media logarítmica de temperaturas, $^{\circ}C, K$
DR	Porcentaje de agua, %
ΔT_{PP}	Diferencia de temperaturas pinch-point, $^{\circ}C$
\dot{F}	Consumo de combustible, kW
h	Entalpia, $\frac{kJ}{kg}$
h_f	Entalpia líquido saturado, $\frac{kJ}{kg}$
h_{fg}	Entalpia de vaporización, $\frac{kJ}{kg}$
h_g	Entalpia de vapor saturado, $\frac{kJ}{kg}$
\dot{m}	Flujo másico, $\frac{kg}{s}$
M	Masa de producto fresco, kg
P	Presión, kPa
PCI	Poder Ccalorifico inferior, $\frac{kJ}{kg}$
\dot{Q}_R	Clor rechazado, kW
\dot{Q}	Tasa de calor, kW
s	Entropia, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
t	Tiempo, s
T	Temperatura, $^{\circ}C, K$
UA	Capacidad de transferencia de calor, $\frac{kW}{^{\circ}C}$
V	Volumen específico, $\frac{m^3}{kg}$
\dot{W}	Tasa de potencia, kW
x	Fracción de masa

Acrónimos

<i>BA</i> – 01	Bomba de alta temperatura
<i>C – F</i>	Cámara frigorífica
<i>D</i> -1	Deshidratador
<i>GAC</i> – 1	Generador de agua caliente
<i>HX</i>	Intercambiador de calor
<i>IC1</i>	Intercambiador de calor 1
<i>IC2</i>	Intercambiador de calor 2
<i>MEA</i> – 1	Maquina de enfriamiento por absorción
<i>ORC</i> – 1	Ciclo Rankine orgánico
<i>TE</i> – 1	Torre de enfriamiento
<i>TAAC</i> – 1	Tanque de almacenamiento de agua caliente

Capítulo 6

Identificación de oportunidades mediante la aplicación del análisis exergético y exergoeconómico avanzado

Este en este Capítulo 6, se presenta un análisis de exergía y exergoeconomía avanzada avanzado aplicada a una planta de poligeneración que opera en una disposición de cascada geotérmica con la finalidad de identificar las oportunidades de mejora en el desempeño termodinámico y económico de la planta de poligeneración. En este sentido se plantean los siguientes objetivos específicos para identificar dichas oportunidades en la planta:

- Identificar a través del análisis de exergía avanzado: el potencial de mejora obteniendo las diferentes formas de destrucción de exergía, las posibles mejoras en las eficiencias de exergía, el potencial de mejoras en la producción del productos, las interacciones entre los componentes y el potencial de ahorro de energía de la planta de poligeneración.
- Identificar a través de la combinación del análisis de exergía y exergoeconómico avanzado, los componentes críticos que influyen en el desempeño termoeconómico.
- Evaluar las opciones para mejorar los aspectos económicos al determinar la reducción de costos debido a la destrucción de exergía evitable en los componentes e interacciones entre los componentes de la planta geotérmica en cascada.

Para lograr lo anterior, primeramente se presentara una analogía en la descripción de la planta de poligeneración, Sección 6.1. Posteriormente los modelos termodinámicos y económicos correspondientes, Sección 6.2. Finalmente, se realizara una discusión de resultados en la Sección 6.5.

6.1. Descripción del esquema de la planta de poligeneración simplificado

El sistema descrito en esta sección trata de la planta piloto de poligeneración instalada con fines experimentales y de demostración de los usos en cascada de los recursos geotérmicos de baja y media entalpía en el municipio de Ixtlán de los Hervores en el estado de Michoacán, México. La Figura 6.1, muestra esquemáticamente la planta de poligeneración, el concepto gráfico de los usos en cascada de la energía geotérmica, así como los componentes principales del sistema (un ORC, una TAR y un DEH). Además de los componentes auxiliares como intercambiadores de calor, bombas y torre de enfriamiento. Como se ha mencionado en capítulos anteriores la planta está diseñada para ser impulsada por un recurso geotérmico de media y baja temperatura con una temperatura de alrededor de los 120 °C a una velocidad de 8.42 kg/s. A través de este recurso y los componentes mencionados anteriormente, la planta que opera bajo condiciones de diseño (condiciones que se llamarán reales) tiene la capacidad de producir 40 kWe a través del ORC, 50 toneladas de refrigeración (a + 5 °C) a través de TAR y 30 kWt para operar el deshidratador. Además, de los 50 RT que produce el TAR, 25 RT están destinados a la preservación del producto fresco y los 25 RT restantes para mantener la temperatura de condensación más estable dentro del condensador ORC.

Por otro lado, debido a que solo se analizan las posibles mejoras termodinámicas y termoeconómicas de la planta de poligeneración. Este Capítulo se centra en la forma en que los productos del sistema podrían aumentarse (electricidad, frío, calor útil para la deshidratación). No hay una demanda eléctrica o térmica específica que se quiera satisfacer y, por lo tanto, hay flexibilidad de operación a carga completa o carga parcial de los componentes en forma conjunta o individual. La Figura 6.2, agrupa los componentes que aparecen en la Figura 4.1, en subsistemas. En general la Figura 6.2, muestra los componentes que forman la planta de poligeneración y las tuberías o corrientes de energía que conectan estos componentes. El sistema integrado consta de cuatro circuitos principales de flujo: circuito de agua caliente geotérmica; corrientes 1–2, planta de circuito de agua caliente; corrientes 3–14, circuito de agua de enfriamiento; corrientes 15–21 y circuito de agua fría; corrientes 22–26. El funcionamiento de la planta de poligeneración comienza cuando el agua geotérmica ingresa al intercambiador de calor de placas HX-I a 120 °C (como líquido comprimido), transfiriendo su energía al circuito de agua caliente, que es el circuito termal principal de la planta de poligeneración (termodinámica corrientes 3–14). Luego, el agua caliente como líquido comprimido ingresa al ORC, que es el primer nivel térmico de la cascada que produce energía eléctrica,

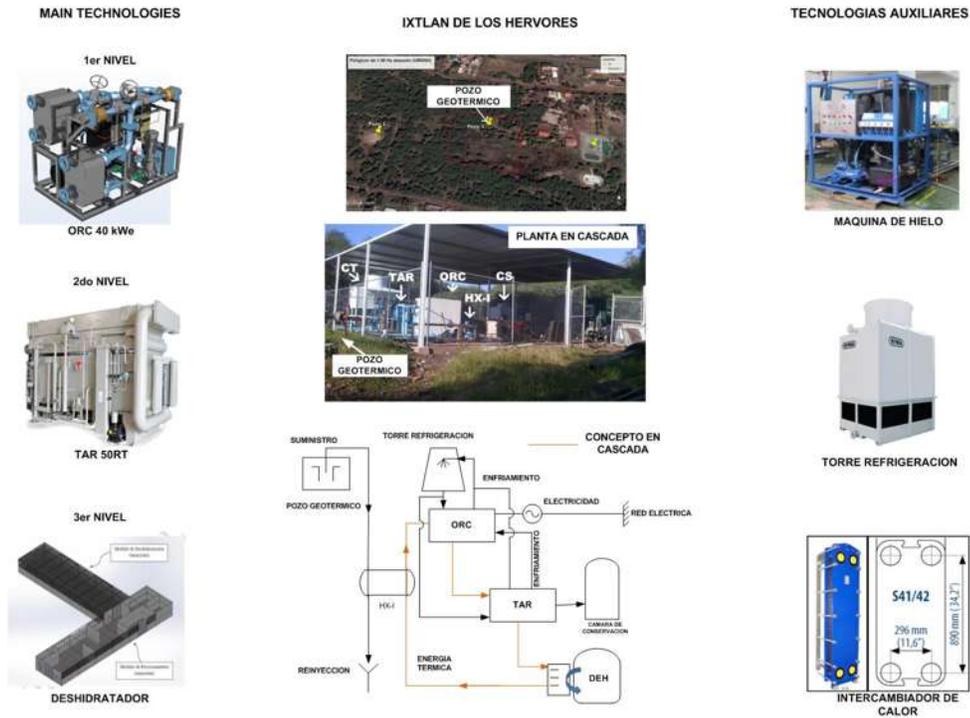


Figura 6.1: Planta de poligeneración, concepto en cascada y componentes.

luego al TAR para producir enfriamiento y finalmente al DEH utilizando energía térmica para la deshidratación. El producto de la TAR es agua fría a una temperatura de 5 °C y se usa en la cámara fría y se mezcla con el circuito de agua de enfriamiento del ORC. Tanto el ORC como el TAR requieren que el circuito de agua de enfriamiento disipe el calor que finalmente se rechaza al medio ambiente en la torre de enfriamiento. El agua de enfriamiento ingresa al TAR a una temperatura de 26 °C y al ORC a una temperatura más baja debido a la interacción entre los circuitos de agua fría y de enfriamiento.

6.2. Modelos termodinámicos

El modelo termodinámico de la planta geotérmica se establece a partir de la primera ley de la termodinámica y la conservación de la masa. La primera ley de la termodinámica para un flujo constante en estado estacionario viene dada por:

$$\left(\sum \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot h_{out} \right) + \left(\sum \dot{Q}_{in} - \sum \dot{Q}_{out} \right) + \dot{W} = 0 \quad (6.1)$$

Dado que todas las corrientes de material están en estado líquido comprimido, h , puede

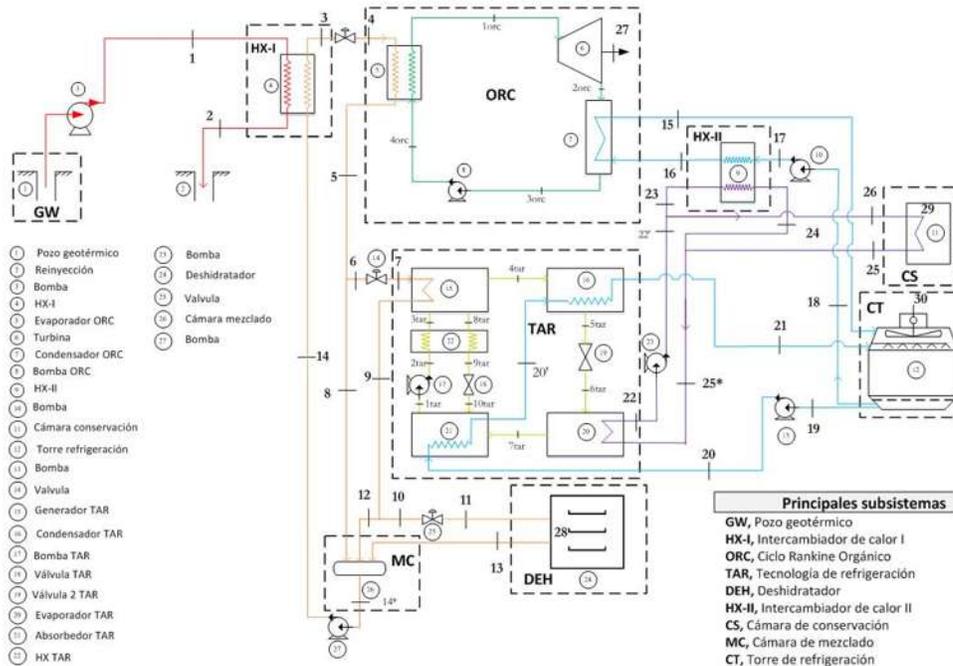


Figura 6.2: Componentes de la planta geotérmica en cascada y circuitos de fluido.

reemplazarse por una expresión más apropiada en términos de capacidad térmica y temperatura:

$$C_P = \frac{\Delta h}{\Delta T} \quad (6.2)$$

Ahora, el balance de masa debe aplicarse a cada componente de la planta de poligeneración, y dado que todos los componentes se consideran operando en estado estacionario, el balance de masa se define como:

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (6.3)$$

Para modelar termodinámicamente el sistema, se establecen varias suposiciones que permiten un modelado simplificado pero unido a la realidad:

- El sistema funciona en condiciones de estado estable y los cambios de energía cinética y potencial son insignificantes.
- La energía térmica que activa el sistema y que circula en la cascada es agua caliente y puede tratarse como líquido incompresible.
- Las caídas de presión en las tuberías no se consideran.

Tabla 6.1: Ecuaciones de energía y los parámetros de rendimiento energético

Componente kth	Ecuaciones de energía	Parámetros de rendimiento
	$\dot{m}_1(T_1 - T_2) = \dot{m}_3(T_3 - T_{14})$	$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{14}}$
	$\dot{Q}_{ORC} = \dot{m}_4 C_P (T_4 - T_5)$	$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{ORC}}$
	$\dot{Q}_{ORC} = \dot{W}_e + \dot{Q}_{REJ,ORC}$	
	$\dot{Q}_{TAR} = \dot{m}_7 C_P (T_7 - T_9)$	$COP_{TAR} = \frac{\dot{Q}_{COLD}}{\dot{Q}_{TAR}}$
	$\dot{Q}_{TAR} = \dot{Q}_{COLD} + \dot{Q}_{REJ,TAR}$	
	$\dot{Q}_{DEH} = \dot{m}_{11} C_P (T_{11} - T_{13})$	-
	$\dot{m}_8 T_8 + \dot{m}_{12} T_{12} + \dot{m}_{13} T_{13} = \dot{m}_{14} T_{14}$	-
	$\dot{m}_{17} (T_{17} - T_{16}) = \dot{m}_{23} (T_{24} - T_{23})$	$\varepsilon = \frac{T_{24} - T_{23}}{T_{17} - T_{23}}$
	$\dot{Q}_{REJ} = (\dot{m}_{15} + \dot{m}_{21}) C_P (T_{21} - T_{20})$	-
	$\dot{Q}_{CC} = \dot{m}_5 C_P (T_{25} - T_{26})$	-

- Las bombas se consideran solo bombas de circulación que funcionan isentrópicamente.
- Las válvulas son necesarias solo para la regulación del flujo másico que requieren las tecnologías de accionamiento térmico.
- El calor específico del agua se supone constante con un valor de 4.19 kJ/kgK.
- Las diferencias de temperatura del fluido caliente para el ORC, TAR y DEH se consideran constantes ($\Delta T_{ORC} = 17.83$ °C, $\Delta T_{TAR} = 10$ °C, $\Delta T_{DEH} = 10$ °C), [1].

6.2.1. Modelado energético

Los balances de energía para cada componente de la planta de poligeneración en cascada se definen a partir de la Ec. 6.1 en combinación con las Ecs. 6.2 y 6.3. La Tabla 6.1, muestra las ecuaciones de energía y los parámetros de rendimiento energético para cada componente de la planta.

6.2.1.1. Modelado de los intercambiadores de calor

Los componentes de la planta de poligeneración están formados por subsistemas que implican procesos de transferencia de calor para aprovechar los diferentes flujos de energía. Sin embargo, en el análisis presentado en este Capítulo, el ORC y el TAR se consideran bajo un enfoque de caja negra (todos los componentes forman un subsistema) y solo el proceso de transferencia de calor se analiza en los intercambiadores de calor HX-I y HX-II. Estos

Tabla 6.2: Proceso de transferencia de calor en el HX-I y HX-II.

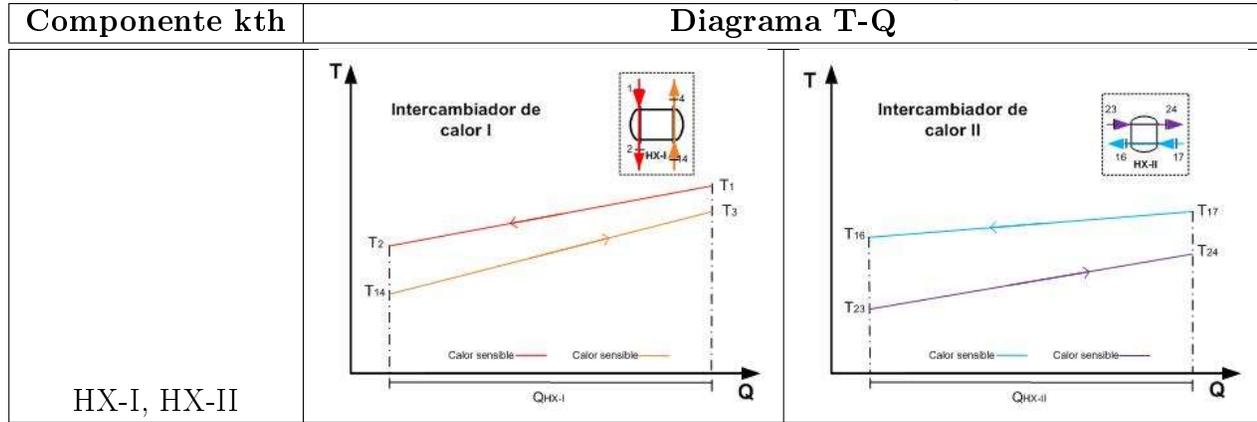


Tabla 6.3: Ecuaciones del modelo de transferencia de calor.

Componente kth	ΔT [°C]	LMTD [°C]	A [m ²]
HX-I	$\Delta T_{1I} = T_2 - T_{14}$	$DMLT_I = \frac{\Delta T_{1I} - \Delta T_{2I}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1I}}{\Delta T_{2I}}\right)}$	$A_I = \frac{\dot{Q}_I}{U_I DMLT_I}$
	$\Delta T_{2I} = T_1 - T_3$		
HX-II	$\Delta T_{1II} = T_{16} - T_3$	$DMLT_{II} = \frac{\Delta T_{1II} - \Delta T_{2II}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{1II}}{\Delta T_{2II}}\right)}$	$A_{II} = \frac{\dot{Q}_{II}}{U_{II} DMLT_{II}}$
	$\Delta T_{2II} = T_{17} - T_{24}$		

componentes son intercambiadores de calor de placas que operan bajo el régimen de líquido-líquido, de modo que la transferencia de calor entre ambos fluidos ocurre sin cambio de fase. En la Tabla 6.2, se muestra el proceso de transferencia de calor en estos componentes.

Las ventajas del intercambiador de calor de placas son la alta eficiencia térmica, la idoneidad para cargas térmicas variables y la facilidad de limpieza [2]. Los valores típicos para el coeficiente global de transferencia de calor están entre 1 y 7.5 kW/m² °C, además pueden usar caudales de 0.05 kg/s a 1400 kg/s y tener superficies de transferencia de calor entre 1 y 3000 m² [3]. En consecuencia, Los intercambiadores de calor de placas son una buena opción para ser utilizados en el tipo de plantas analizadas. El área de transferencia de calor de las placas generalmente se toma como el área nominal de transferencia de calor, a pesar de las superficies curvas reales y la pérdida de espacio en las juntas y puertos. Para obtener el área de transferencia de calor del HX-I y HX-II, se utiliza el método de la DMLT. La Tabla 6.3, muestra las expresiones para el modelo de transferencia de calor del HX-I y HX-II.

6.2.1.2. Modelado de la cámara de conservación (cuarto frío)

Un componente más en el que es necesario determinar el área de transferencia de calor y el coeficiente general de transferencia de calor es la cámara de conservación para el alma-

cenamiento de alimentos. En este análisis, se obtiene el volumen necesario para el uso de la carga de refrigeración producida por el TAR considerando las dimensiones de diseño de la cámara de conservación en función de las ganancias de calor de las paredes, la carga térmica del producto y la ganancia de calor debido a infiltración de aire. La estimación de la ganancia de calor a través de las paredes se ha realizado en función de las diferencias de temperatura entre el interior de la cámara de conservación y la temperatura ambiente. Dado que la carga térmica también depende de los materiales de construcción de las paredes, el piso y el techo del espacio refrigerado, el área de la superficie y el movimiento del aire dentro o fuera de la cámara de conservación. Es común en el diseño de cámaras frigoríficas considerar condiciones de aire inmóvil en el interior ($h_s=10 \text{ W/m}^2\text{K}$) y movimiento moderado en el exterior ($h_0=30 \text{ W/m}^2\text{K}$). También se ha considerado que la cámara será construida con poliuretano de 0.075 m de espesor, una relación de longitud/ancho de 0.828 y una altura de 3 m. mediante la Ec. 6.4, se puede determinar el coeficiente global de transferencia de calor entre el aire interior, las paredes de la cámara fría y el aire exterior [4].

$$U_{CS} = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{\Delta x}{k_p} + \frac{1}{h_0}} \quad (6.4)$$

La ganancia térmica debido a la infiltración de aire es una función del volumen de la cámara de conservación y la tasa de renovación del aire, para el presente análisis se ha asumido un número típico de cinco renovaciones [5]. Por otro lado, la ganancia térmica a través de las paredes debido a la temperatura exterior y la ganancia de calor debido a la renovación del aire son muy pequeñas en comparación con la ganancia de calor dentro de la cámara conservación debida al producto a enfriar. Para los propósitos de este Capítulo, el almacenamiento de tomates se ha considerado como un producto a conservar, esto con la finalidad de obtener una estimación más realista del volumen de la cámara frigorífica. Por otra parte, como no se está considerando congelar el producto, solo se debe determinar la carga de refrigeración que depende del calor específico del tomate (3.98 kJ/kg), la diferencia de temperatura del tomate antes de la refrigeración y la temperatura de almacenamiento. El peso y el tamaño típicos de los tomates se han considerado entre 70 y 100 gramos, y entre 4.7–6.7 cm [6].

6.3. Modelado exergético

El análisis de exergía combina la primera y segunda ley de la termodinámica, para poder evaluar la eficiencia exergética del sistema, así como las irreversibilidades del sistema y

subsistemas de energía [7]. La definición de la exergía de un sistema se puede expresar como la porción de energía que se puede convertir en trabajo útil durante un proceso. La exergía total de un flujo másico está definida por la Ec. 6.5:

$$\dot{E}_x = \dot{E}_x^{PH} + \dot{E}_x^{CH} + \dot{E}_x^{KN} + \dot{E}_x^{PT} \quad (6.5)$$

En este modelo no se considera la exergía química y también se desprecia la exergía cinética y potencial. En consecuencia, la exergía física se puede expresar como:

$$\dot{E}_x = \dot{E}_x^{PH} = \dot{m}e_x \quad (6.6)$$

Donde la exergía específica para un líquido comprimido se puede escribir como:

$$e_x = C_P \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] \quad (6.7)$$

6.3.1. Enfoque exergético convencional

Para el modelado exergético por el enfoque de exergía convencional, se considera la definición de "Fuel-Producto" para la evaluación del desempeño de los componentes, ya que se determina la exergía disponible como recurso de entrada y se determina el producto obtenido en términos de exergía. La definición de los subsistemas y el "Producto del Fuel" para cada subsistema es el paso más esencial en este enfoque. En este modelo, cada componente de la Figura 6.3, se considera un subsistema y los flujos de exergía para cada componente se detallan [8].

En la Fig. 3 hay varios flujos de exergía que entran o salen de los subsistemas, y se pueden clasificar de acuerdo con el propósito productivo del subsistema en tres tipos: Producto (P), Fuel (F, combustible) y Perdidas (L). La cantidad de exergía consumida para lograr el objetivo de producción es lo que se llama Fuel, que se transforma en un producto y Pérdidas. De acuerdo con los principios mencionados anteriormente, la estructura productiva de los subsistemas de la Figura 6.3, se definen a partir de las Ecs. 6.8-6.12 y se presenta en la Tabla 6.4. A partir de estas ecuaciones se puede determinar el equilibrio de exergía para cada componente k th y para la planta de poligeneración con uso en cascada como [9]:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (6.8)$$

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \dot{E}_{D,tot} + \dot{E}_{L,tot} \quad (6.9)$$

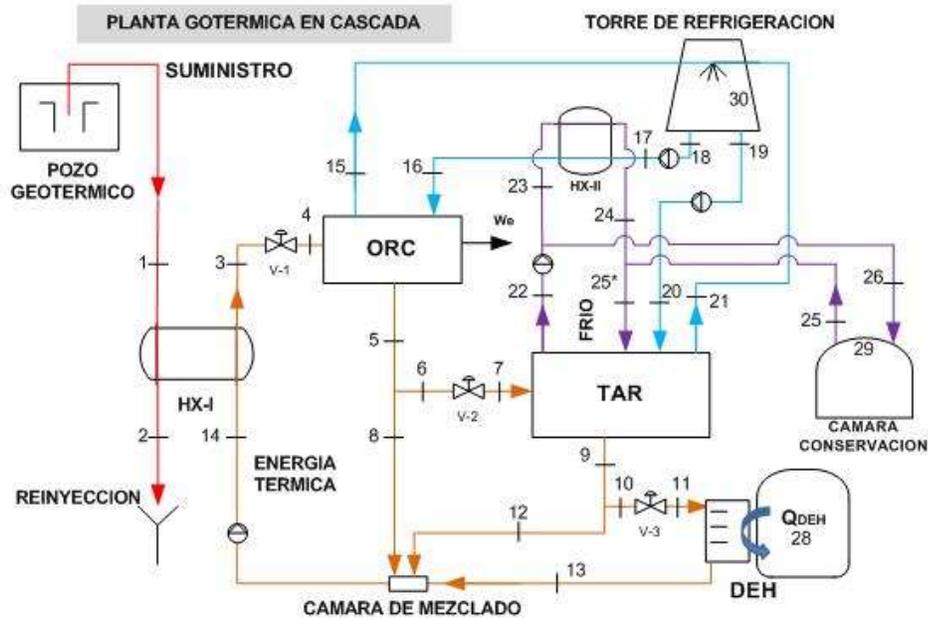


Figura 6.3: Diagrama simplificado de la planta de poligeneración.

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (6.10)$$

$$y_{D,k} = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (6.11)$$

$$y_{D,tot}^* = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (6.12)$$

Donde, $\dot{E}_{F,k}$, $\dot{E}_{P,k}$ y $\dot{E}_{D,k}$; son la tasa de exergía del Fuel, la exergía del producto y la exergía interna destruida dentro del componente k-ésimo, respectivamente. El subíndice tot significa la cantidad total del sistema global. EL, k corresponde a la pérdida de exergía total del sistema. ε_k , $y_{D,k}$ y $y_{D,k}^*$, son la eficiencia exergía, la relación de la destrucción de exergía y la relación de la destrucción de exergía del componente con la destrucción de exergía total del sistema [10]. La Tabla 6.4, muestra las definiciones de $\dot{E}_{F,k}$, $\dot{E}_{P,k}$ y $\dot{E}_{D,k}$ para cada componente incluido en la planta.

Tabla 6.4: Ecuaciones del balance de exergía.

Componente kth	Fuel	Producto
HX-I	$\dot{E}_1 - \dot{E}_2$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_{14}$
ORC	$\dot{E}_4 - \dot{E}_5$	\dot{E}_{27}
TAR	$\dot{E}_7 - \dot{E}_9$	$\dot{E}_{22} - \dot{E}_{25*}$
DEH	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_{13}$	\dot{E}_{28}
Cámara de mezclado	$\dot{E}_{12} + \dot{E}_{13} + \dot{E}_8$	\dot{E}_{14}
HX-II	$\dot{E}_{23} - \dot{E}_{24}$	$\dot{E}_{16} - \dot{E}_{17}$
Torre de enfriamiento	$\dot{E}_{15} + \dot{E}_{21}$	$\dot{E}_{18} + \dot{E}_{19}$
Cámara de conservación	$\dot{E}_{26} - \dot{E}_{25}$	\dot{E}_{29}

6.3.2. Enfoque exergético avanzado

El análisis exergético avanzado es una herramienta más poderosa para evaluar los sistemas de energía, es decir, se puede investigar la tasa de destrucción de la exergía con mayor detalle en comparación con el análisis de exergía convencional. En el análisis exergético avanzado, la destrucción de la exergía real de un componente puede dividirse en una parte evitable $\dot{E}_{D,k}^{AV}$ y una parte inevitable $\dot{E}_{D,k}^{UN}$, [11]. La destrucción de la exergía de un componente también se puede dividir en una parte endógena y otra exógena, $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ y $\dot{E}_{D,k}^{EX}$, respectivamente [12].

La destrucción de la exergía endógena en el componente kth está relacionada con las irreversibilidades que ocurren dentro del componente kth, mientras que la destrucción de la exergía exógena está relacionada con las irreversibilidades presentes debido a la interacción con el resto de los componentes [13]. Además, de acuerdo con Tsatsaronis et al. [14], la destrucción de la exergía inevitable del componente k-ésimo no puede reducirse debido a limitaciones tecnológicas (características del material, costos de producción y métodos de fabricación), mientras que la parte de destrucción de exergía evitable puede reducirse mejorando el diseño del componente.

Combinando los enfoques de las partes de destrucción de la exergía evitable e inevitable con los enfoques de las partes de destrucción de la exergía endógena y exógena, se obtienen las combinaciones de destrucción de exergía que se muestran en la Tabla 6.5. Es decir, evitable-endógena $\dot{E}_{D,k}^{AV,EN}$, evitable-exógena $\dot{E}_{D,k}^{AV,EX}$, inevitable-endógena $\dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$, e inevitable-exógena $\dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$, [15,16].

En la Figura 6.4, tales partes de la destrucción de exergía se pueden ver gráficamente para una mejor comprensión. El Fuel ingresa al componente k-ésimo (representado por el área punteada como volumen de control) para transformarse en un Producto. Sin embargo, durante el proceso de transformación, la destrucción de exergía se presenta y puede dividirse

Tabla 6.5: Ecuaciones del análisis exergético avanzado.

Partes de la destrucción de exergía	Ecuación
Destrucción de exergía inevitable	$\dot{E}_{D,k}^{UN} = \dot{E}_{P,k}^{real} \cdot \left(\frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_P} \right)^{UN}$
Destrucción de exergía evitable	$\dot{E}_{D,k}^{AV} = \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{D,k}^{UN}$
Destrucción de exergía endógena	$\dot{E}_{D,k}^{EN} = \dot{E}_{P,tot}^{real} \cdot \left(\frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{P,tot}} \right)^{EN}$
Destrucción de exergía exógena	$\dot{E}_{D,k}^{EX} = \dot{E}_{D,k} - \dot{E}_{D,k}^{EN}$
Destrucción de exergía inevitable - endógena	$\dot{E}_{D,k}^{UN,EN} = \dot{E}_{P,k}^{EN} \cdot \left(\frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{P,k}} \right)^{UN}$
Destrucción de exergía inevitable - exógena	$\dot{E}_{D,k}^{UN,EX} = \dot{E}_{D,k}^{UN} - \dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$
Destrucción de exergía evitable - endógena	$\dot{E}_{D,k}^{AV,EN} = \dot{E}_{D,k}^{EN} - \dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$
Destrucción de exergía evitable - exógena	$\dot{E}_{D,k}^{AV,EX} = \dot{E}_{D,k}^{EX} - \dot{E}_{D,k}^{UN,EX}$

Tabla 6.6: Parámetros de entrada para las condiciones ideales, reales e inevitables.

Componente kth	Parámetro	Real	Inevitable	Ideal
HX-I	ε_{HX-I}	45 %	49.5 %	89.89 %
ORC	η_{ORC}	8 %	8.8 %	16.5 %
TAR	COP_{TAR}	0.68	0.7	1.45
DEH	ε_{DEH}	75 %	82.5 %	89 %
HX-II	ε_{HX-II}	55 %	60.5 %	70 %

o aparecer en los tipos de exergía mencionados anteriormente.

Por otro lado, las principales consideraciones para determinar el rendimiento termodinámico de la planta de poligeneración que opera en condiciones ideales, inevitables y reales se muestran en la Tabla 6.6. Las condiciones reales se han obtenido de las hojas de datos técnicos de cada componente que integra la planta. Para el caso de condiciones inevitables, se ha asumido que los componentes de la planta de poligeneración pueden alcanzar un aumento del 10 % en la eficiencia energética debido a las mejoras en el rendimiento termodinámico [17]. Por otra parte, la eficiencia de Carnot para el ORC, el COP teórico máximo para TAR y la efectividad máxima posible para los intercambiadores de calor, también se consideran en el presente análisis para las condiciones ideales [18].

6.4. Modelado económico

El análisis económico considera solo los costos de inversión de los componentes principales y auxiliares en términos de su capacidad nominal, como potencia térmica nominal, potencia

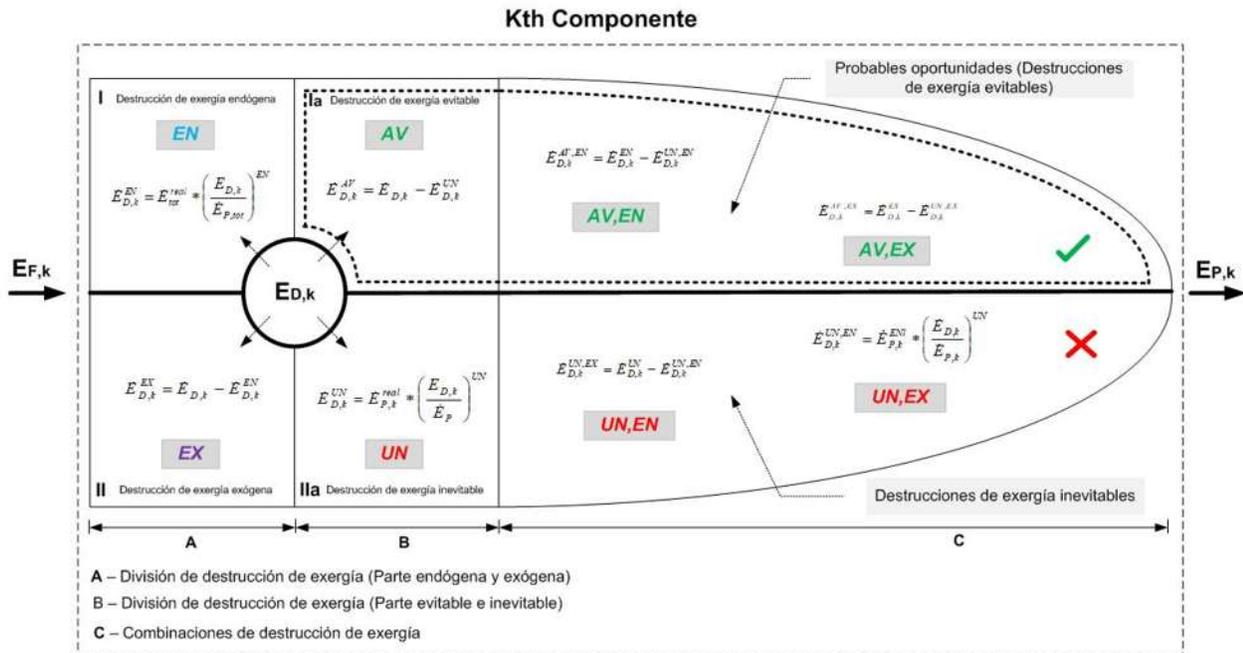


Figura 6.4: Destrucciones de exergía en el análisis exergético avanzado.

eléctrica nominal, área de transferencia de calor, profundidad de perforación del pozo geotérmico y volumen, en el caso del cuarto frío. Lo anterior se justifica porque el alcance de este trabajo se enfoca en identificar los componentes críticos y la interacción entre ellos que influyen en el desempeño termoeconómico de la planta de poligeneración integrada.

6.4.1. Enfoque exergoeconómico convencional

El enfoque de exergía es capaz de evaluar los valores termodinámicos reales en los sistemas de energía y, en consecuencia, se pueden determinar los costos de los flujos de energía. Combinando el análisis económico y termodinámico, el análisis exergoeconómico emplea los principios de costeo pero asociados a los conceptos de exergía [19].

6.4.1.1. Costo de inversión de los componentes principales

Pozo geotérmico. El costo de capital del pozo geotérmico es función de la profundidad. Para pozos geotérmicos entre 200 y 400 m, el costo de inversión se puede evaluar utilizando la Ec. 6.13 [20]:

$$Z_{WELL} [\$] = 2,150 \cdot L \left[\frac{\$}{m} \right] \quad (6.13)$$

Ciclo orgánico de Rankine. Para estimar el costo de inversión de la ORC, se recopiló información de diferentes fuentes. A partir de la información recopilada, se obtuvo una expresión matemática basada en la potencia de salida nominal del ORC mediante un ajuste de curva. Para ciclos de ORC de pequeña potencia, el costo puede definirse por la Ec. 6.14:

$$Z_{ORC} [\$] = 3,464 \left[\frac{\$}{kW} \right] \cdot \dot{W}_E^{-0.357} \cdot \dot{W}_E [kW] \quad (6.14)$$

Refrigeración activada térmicamente. Similar al procedimiento utilizado para el ORC, también se obtuvo una expresión matemática para determinar el costo de inversión de la tecnología de refrigeración activada térmicamente. En este caso, el costo de inversión del TAR es una función de la capacidad de enfriamiento, Ec. 6.15. Este costo es válido solo para máquinas de absorción de simple efecto con LiBr-H₂O como par de trabajo.

$$Z_{TAR} [\$] = 2,092 \cdot \exp^{-0.001 \cdot \dot{Q}_{Cold}} \cdot \dot{Q}_{Cold} \left[\frac{\$}{kW} \right] \quad (6.15)$$

Módulo deshidratador. Es difícil encontrar en la literatura abierta los costos de los deshidratadores operados por agua caliente, como es el caso del deshidratador integrado en la planta de poligeneración del caso de estudio. En general, los costos de los deshidratadores varían según la capacidad de deshidratación y los materiales utilizados [21]. En este análisis, nos hemos comunicado personalmente con un fabricante de deshidratadores geotérmicos con capacidades similares a las consideradas para la planta de poligeneración. Para pequeños deshidratadores de energía térmica, el costo unitario del deshidratador por kWt es de aproximadamente 500 \$/kW.

$$Z_{DEH} [\$] = 500 \cdot \dot{Q}_{DEH} \left[\frac{\$}{kW} \right] \quad (6.16)$$

6.4.1.2. Costo de inversión de los componentes auxiliares

Intercambiadores de calor. El costo de adquisición de los intercambiadores de calor de placas HX-I y HX-II se puede determinar en función del área de transferencia de calor, utilizando la Ec. 6.17:

$$Z_{HX} [\$] = 2000 \cdot A \left[\frac{\$}{m^2} \right] \quad (6.17)$$

Torre de enfriamiento. El costo de inversión de la torre de enfriamiento se define como una función de la potencia térmica disipada, Ec. 6.18[22]:

$$Z_{CT} [\$] = 30 \cdot \dot{Q}_{REJECT} \left[\frac{\$}{kW} \right] \quad (6.18)$$

Cámara de conservación. También se obtuvo una expresión matemática para la cámara de conservación a partir de una colección de costos de diferentes fuentes de información. El costo de compra de la cámara de conservación es función de su volumen y es definido por la Ec. 6.19:

$$Z_{CS} [\$] = 214.49 \cdot V_{CS} \left[\frac{\$}{m^3} \right] + 862.8 [\$] \quad (6.19)$$

6.4.1.3. Factor de recuperación de capital

La parte proporcional de una anualidad constante en el valor presente para un tiempo dado se conoce como el factor de recuperación de capital y puede determinarse por la Ec. 6.20. Este factor es una función de la tasa de interés y la vida útil esperada de cada componente de la planta. En este análisis, se ha asumido una tasa de interés del 10 % y una vida útil de 20 años [19].

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (6.20)$$

6.4.1.4. Tasa de costo

La tasa de costo, indica el costo de inversión de cada componente por la cantidad de horas de operación por año. Esta tasa de costo es función del factor de recuperación de capital y los costos de operación y mantenimiento. Suponiendo una operación de 7446 h por año y un factor de mantenimiento de 1.06 para las plantas geotérmicas [2,23], la tasa de costo puede determinarse por la Ec. 6.21:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \cdot CRF \cdot \phi}{N \cdot 3600} \quad (6.21)$$

6.4.1.5. Balance de costo

Las ecuaciones exergoeconómicas de costo de un sistema se evalúan a partir del balance de los costos de entrada y salida, Ec. 6.22 Al aplicar la ecuación de balance de costos para

Tabla 6.7: Ecuaciones del balance exergoeconómico y ecuaciones auxiliares de los componentes de la planta de poligeneración.

Componente kth	Ecuaciones de balnce de costo	Ecuaciones auxiliares
Pozo geotérmico	$\dot{C}_{F,GW} + \dot{Z}_{GW} = \dot{C}_1$	$\dot{C}_{F,GW} = 0$
HX-I	$\dot{C}_1 + \dot{C}_{14} + \dot{Z}_{HX-I} = \dot{C}_3 + \dot{C}_2$	$c_1 = c_2$
ORC	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{16} + \dot{Z}_{HX-I} = \dot{C}_3 + \dot{C}_2$	$c_5 = c_6$
		$c_{15} = \frac{-\dot{Z}_{CT,ORC}}{\dot{E}_{15}}$
TAR	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{25*} + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{TAR} = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{21} + \dot{C}_9$	$\dot{C}_{22} = \dot{C}_{25*}$
		$c_7 = c_9$
		$c_{21} = \frac{-\dot{Z}_{CT,TAR}}{\dot{E}_{21}}$
DEH	$\dot{C}_{11} + \dot{Z}_{DEH} = \dot{C}_{28} + \dot{C}_{13}$	$c_{11} = c_{13}$
Cámara de mezclado	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{12} + \dot{C}_8 = \dot{C}_{14}$	-
HX-II	$\dot{C}_{23} + \dot{C}_{17} + \dot{Z}_{HX-II} = \dot{C}_{16} + \dot{C}_{24}$	$c_{23} = c_{24}$
Cámara de conservación	$\dot{C}_{29} + \dot{C}_{26} + \dot{Z}_{CS} = \dot{C}_{25}$	$c_{25} = c_{26}$

cada componente, la Ec. 6.23 puede determinar el costo desconocido de los flujos de exergía. La expresión general para los componentes se puede escribir como [2]:

$$\sum_{out} \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{w,k} = \dot{C}_{q,k} + \sum_{in} \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k \quad (6.22)$$

$$\dot{C}_j = c_j \cdot \dot{E}_{xj} \quad (6.23)$$

Las ecuaciones de costos, así como las ecuaciones auxiliares de la planta geotérmica en cascada geotérmica se enumeran en la Tabla 6.7.

6.4.1.6. Evaluación termoeconómica

Las variables termoeconómicas como el costo específico del Fuel $c_{F,k}$, el costo específico del Producto $c_{P,k}$, la tasa de costo de destrucción de exergía $c_{D,k}$, la tasa de costo de pérdida de exergía $c_{L,k}$, la diferencia de costo relativo r_k , y el factor exergoeconómico f_k , realizan funciones clave en la evaluación de sistemas térmicos desde el punto de vista termodinámico, [24]. Las ecuaciones para estas variables se definen a continuación:

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (6.24)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (6.25)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \cdot \dot{E}_{D,k} \quad (6.26)$$

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (6.27)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + (\dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k})} \quad (6.28)$$

6.4.2. Enfoque exergoeconómico avanzado

Los costos de destrucción de exergía por el enfoque de exergético avanzado se obtienen a partir de la destrucción de exergía calculada mediante el análisis exergético avanzado. Los costos de la destrucción de exergía endógena y exógena están relacionados con las condiciones operativas internas y las interacciones de los componentes [25]. La Ec. 6.29 define el costo de la destrucción de exergía real relacionada con las partes endógenas y exógenas. Además, el potencial real para mejorar económicamente el rendimiento del componente k-ésimo se puede evaluar dividiendo la tasa de costo de destrucción de exergía en sus partes evitables e inevitables, que son proporcionadas por la Ec. 6.30[11]:

$$\dot{C}_{D,k} = \dot{C}_{D,k}^{EN} + \dot{C}_{D,k}^{EX} \quad (6.29)$$

$$\dot{C}_{D,k} = \dot{C}_{D,k}^{UN} + \dot{C}_{D,k}^{AV} \quad (6.30)$$

Similar a las tasas de destrucción de exergía, las combinaciones de costos relacionados con la destrucción de la exergía endógena, exógena, evitable e inevitable se enumeran en la Tabla 6.8.

El alcance del análisis exergoeconómico avanzado de este trabajo contempla la evaluación de los costos relacionados con las partes de destrucción de exergía evitables, para identificar la posible reducción de costos de operación de la planta de poligeneración. Esta destrucción de la exergía es causada por irreversibilidades dentro de los componentes e interacciones entre ellos. Lo anterior se justifica por el hecho de que la planta de poligeneración en estudio ya está instalada, por lo que no es necesario adquirir componentes y solo se pretende conocer

Tabla 6.8: Ecuaciones de costo para las fracciones de destrucción de exergía.

Costo de las fracciones de destrucción de exergía	Ecuaciones
Costo de la destrucción de exergía endógena ($\dot{C}_{D,k}^{EN}$)	$\dot{C}_{D,k}^{EN} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{EN}$
Costo de la destrucción de exergía exógena ($\dot{C}_{D,k}^{EX}$)	$\dot{C}_{D,k}^{EX} = \dot{C}_{D,k} - \dot{C}_{D,k}^{EN}$
Costo de la destrucción de exergía inevitable ($\dot{C}_{D,k}^{UN}$)	$\dot{C}_{D,k}^{UN} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{UN}$
Costo de la destrucción de exergía evitable ($\dot{C}_{D,k}^{AV}$)	$\dot{C}_{D,k}^{AV} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{AV}$
Costo de la destrucción de exergía inevitable-endógena ($\dot{C}_{D,k}^{UN,EN}$)	$\dot{C}_{D,k}^{UN,EN} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k}^{UN,EN}$
Costo de la destrucción de exergía inevitable-exógena ($\dot{C}_{D,k}^{UN,EX}$)	$\dot{C}_{D,k}^{UN,EX} = \dot{C}_{D,k}^{UN} - \dot{C}_{D,k}^{UN,EN}$
Costo de la destrucción de exergía evitable-endógena ($\dot{C}_{D,k}^{AV,EN}$)	$\dot{C}_{D,k}^{AV,EN} = \dot{C}_{D,k}^{AV} - \dot{C}_{D,k}^{AV,EX}$
Costo de la destrucción de exergía evitable-exógena ($\dot{C}_{D,k}^{AV,EX}$)	$\dot{C}_{D,k}^{AV,EX} = \dot{C}_{D,k}^{EX} - \dot{C}_{D,k}^{UN,EX}$

las posibles mejoras de los componentes, así como de la planta de poligeneración en general.

6.5. Resultados y discusiones

En esta sección, se presentan los resultados y la discusión sobre el procedimiento para la implementación y solución del análisis de energía, análisis exergético convencional, análisis exergético avanzado, análisis de exergoeconómico convencional y análisis exergoeconómico avanzado aplicado a la planta de poligeneración en cascada. También se presenta una discusión sobre las posibles mejoras termodinámicas de los componentes y las posibles reducciones de costos debido a las irreversibilidades internas y la interacción entre los componentes de la planta de poligeneración en cascada. En primera instancia, la Tabla 6.9, muestra las propiedades termodinámicas de cada corriente termodinámica, así como los flujos y costos de exergía. Finalmente, una discusión de estos valores se da en las siguientes subsecciones.

6.5.1. Análisis de energía

La Figura 6.5, muestra la potencia, la capacidad de enfriamiento del TAR, el calor destinado para fines de deshidratación y la eficiencia energética del ciclo para la planta que opera en condiciones ideales, inevitables y reales. Como puede verse, la eficiencia del ciclo real es la más baja con 30.78 %, esto debido a que el componente los componentes operando en condiciones reales hacen que la planta logre una menor eficiencia. La eficiencia del ciclo en condiciones inevitables es del 32.31 %, mientras que la eficiencia teórica máxima del ciclo es del 66.6 %. Los parámetros principales que hacen que el sistema total alcance una mayor

Tabla 6.9: Propiedades termofísicas en condiciones reales y resultados exergéticos y exergoeconómicos.

Estado	T[°C]	\dot{m} (kg/s)	\dot{E} (kW)	c (\$/GJ)	\dot{C} (\$/h)
1	120	8.42	442.4	5.644	8.988
2	97.36	8.42	267.5	5.644	5.434
3	97.46	6.866	218.6	7.88	6.201
4	97.46	6.866	218.6	7.88	6.201
5	80.08	6.866	130.6	7.88	3.704
6	80.08	6.172	117.4	7.88	3.329
7	80.08	6.172	117.4	7.88	3.329
8	80.08	0.694	13.2	7.88	0.374
9	70.08	6.172	80.17	7.88	2.274
10	70.08	0.954	12.4	7.88	0.3518
11	70.08	0.954	12.4	7.88	0.3518
12	70.08	5.217	67.77	7.88	1.922
13	60.08	0.954	7.662	7.88	0.2173
14	69.7	6.866	87.76	7.958	2.514
15	40	6.343	9.709	-5.34	-0.186
16	22.69	6.343	0.238	4000	3.438
17	26	6.343	0.044	-5.34	-0.0008
18	26	6.343	0.044	-5.34	-0.0008
19	26	7.406	0.051	-5.34	-0.0009
20	26	7.406	0.051	-5.34	-0.0009
21	40	7.406	11.34	-5.34	-0.217
22	5	3.634	10.7	202.1	7.784
23	5	1.817	5.35	202.1	3.892
24	16.55	1.817	0.929	202.1	0.676
25	16.55	1.817	0.929	202.1	0.676
26	5	1.817	5.35	202.1	3.89
27	-	-	40	59.33	8.544
28	-	-	3.159	33.87	0.385
29	-	-	2.566	381.3	3.52
30	-	-	2.697	0	0

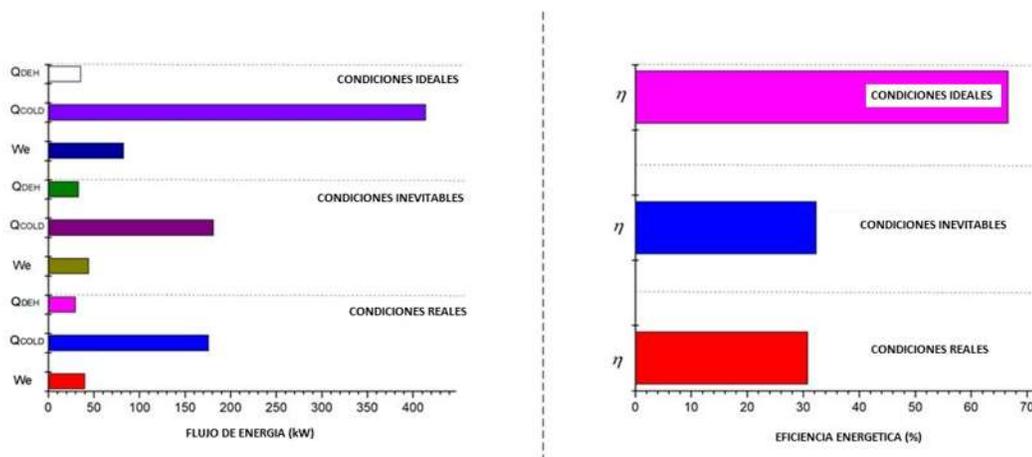


Figura 6.5: Flujos de energía para las condiciones reales, ideales e inevitables.

eficiencia total operando bajo condiciones ideales e inevitables, son los parámetros de eficiencia (ϵ_{HX-I} , η_{ORC} , $COPTAR$, ϵ_{DEH} , ϵ_{HX-II}), así como los flujos de masa previstos para operar cada uno de estos componentes. Los flujos máxicos se han obtenido con el sistema funcionando en condiciones reales y esta misma distribución de flujos de fluidos geotérmicos se ha considerado igual para las principales tecnologías en las que el sistema opera en condiciones inevitables e ideales. Por otra parte, al aumentar el parámetro de eficiencia de cada componente, su producto aumenta, alcanzando la producción más alta de electricidad, frío y calor útil cuando el sistema funciona en condiciones ideales (82.5 kW, 413.8 kW y 35.6 kW). Sin embargo, la producción de energía eléctrica (We , ORC), la producción de frío ($QCOLD$, TAR) y el calor útil ($QDEH$), se limitan a los valores obtenidos del sistema que opera en las condiciones de funcionamiento inevitables (44 kW, 181 kW y 33 kW, respectivamente). Futuras mejoras en el diseño y la fabricación de los componentes podrían alcanzar los valores obtenidos en condiciones inevitables. Si bien, no se pueden lograr las condiciones ideales, se puede buscar alcanzar los límites de rendimiento ideales.

6.5.2. Análisis de exergía

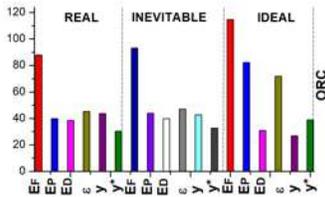
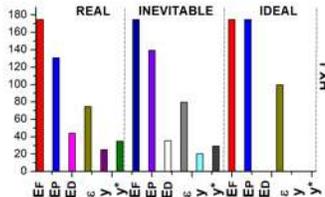
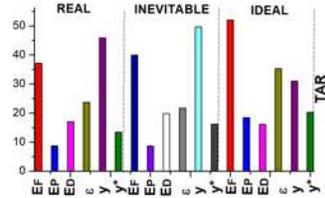
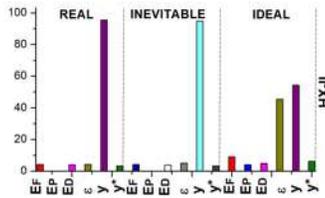
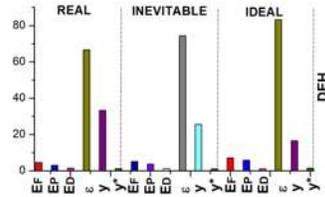
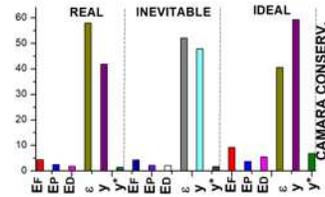
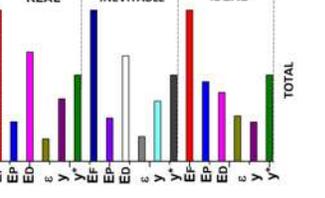
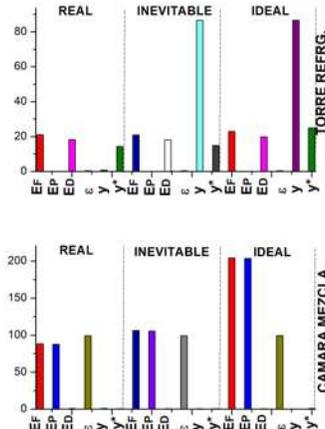
6.5.2.1. Análisis exergético convencional

La Tabla 6.10, muestra los resultados del análisis exergético convencional cuando el sistema funciona en condiciones reales, inevitables e ideales. En el caso del sistema operando en condiciones reales, las tecnologías que destruyen una mayor cantidad de exergía son el HX-I (44.05 kW), el ORC (44 kW), la TAR (18.18 kW) y la torre de enfriamiento (18.25 kW). El

resto de los componentes tienen una menor destrucción de exergía en comparación con las tecnologías mencionadas anteriormente. La eficiencia exergética de la planta que operando en condiciones reales alcanza un valor de 26.14 %, para un producto total de 45.73 kW, un consumo de Fuel de 174.9 kW y una destrucción total de 126.5 kW. En el caso del sistema operando bajo condiciones inevitables, las tecnologías que destruyen una mayor cantidad de exergía son el ORC (39.93 kW), el HX-I (35.59 kW) y la TAR (19.92 kW), respectivamente. El producto total de la planta que opera en condiciones inevitables es de 50.15 kW, con una destrucción de exergía total de 122.1 kW y una eficiencia exergética del 28.67 % a una tasa de exergética de Fuel de 174.9 kW; Tanto el producto como la eficiencia exergética general son mayores para el caso inevitable en comparación con el caso real. Del mismo modo, la destrucción de exergía es menor para el caso inevitable. Por otro lado, para el caso de la planta operando bajo condiciones ideales, se observa una gran diferencia en el producto del sistema (92.23 kW), una mayor eficiencia exergética (52.73 %) y una menor destrucción de exergía del sistema (79.73 kW). Para este caso, la destrucción de exergía de los componentes principales es cercana a cero porque operan a su máxima eficiencia teórica. Sin embargo, el ORC y el TAR alcanzan una mayor destrucción de exergía, mientras que la torre de enfriamiento, responsable de disipar el calor de rechazo del ORC y el TAR, alcanza también una gran destrucción de exergía. Para todos los casos, reales, ideales e inevitables, la exergía del Fuel de todo el sistema se ha mantenido constante (174.9 kW) a una temperatura del recurso geotérmico de 120 °C y un flujo másico de 8.42 kg/s desde el pozo geotérmico. Sin embargo, la exergía de combustible de cada tecnología es variable como se puede ver en la Tabla 3.28. Por esta razón, aunque la tecnología opere bajo un parámetro de mayor eficiencia, puede tener un mayor consumo de Fuel y destruir una mayor cantidad de exergía. Esto se ve claramente en el ORC que opera bajo condiciones reales e inevitables, por dar un ejemplo. Lo que no puede ser posible es que el sistema total (planta geotérmica) que opera en condiciones ideales o inevitables tengan una mayor destrucción de exergía que el sistema total que opera en condiciones reales.

Como se puede ver en la Tabla 6.10, a medida que aumentan los parámetros de eficiencia de las diferentes tecnologías, los productos aumentan a nivel de sistema global y también a nivel de tecnología. De la misma manera, la destrucción de exergía global del sistema se reduce al operar en condiciones inevitables e ideales con respecto al sistema que opera en condiciones reales. Es decir, la planta en cascada geotérmica destruye 126.5 kW en condiciones reales, 122.1 kW en condiciones inevitables y 79.73 kW en condiciones ideales. Sin embargo, un resultado interesante y al mismo tiempo importante, mencionado un poco en el párrafo anterior, es que aunque el sistema global refleja menos destrucción de exergía cuando opera

Tabla 6.10: Resultados del análisis exerético convencional en condiciones reales, ideales e inevitables (kW y %).

Componentes principales & total planta poligeneración	Componentes auxiliares
 <p>Bar chart for ORC component. The y-axis ranges from 0 to 120. The x-axis shows REAL, INEVITABLE, and IDEAL conditions for Ef, Ep, Ed, and Y. The REAL condition shows the highest values, particularly for Ef (around 100 kW).</p>	 <p>Bar chart for HX-I component. The y-axis ranges from 0 to 180. The x-axis shows REAL, INEVITABLE, and IDEAL conditions for Ef, Ep, Ed, and Y. The REAL condition shows the highest values, particularly for Ef (around 170 kW).</p>
 <p>Bar chart for TAR component. The y-axis ranges from 0 to 50. The x-axis shows REAL, INEVITABLE, and IDEAL conditions for Ef, Ep, Ed, and Y. The REAL condition shows the highest values, particularly for Ef (around 45 kW).</p>	 <p>Bar chart for HX-II component. The y-axis ranges from 0 to 100. The x-axis shows REAL, INEVITABLE, and IDEAL conditions for Ef, Ep, Ed, and Y. The REAL condition shows the highest values, particularly for Ef (around 95 kW).</p>
 <p>Bar chart for DEH component. The y-axis ranges from 0 to 80. The x-axis shows REAL, INEVITABLE, and IDEAL conditions for Ef, Ep, Ed, and Y. The REAL condition shows the highest values, particularly for Ef (around 75 kW).</p>	 <p>Bar chart for CAMARA CONSERV. component. The y-axis ranges from 0 to 60. The x-axis shows REAL, INEVITABLE, and IDEAL conditions for Ef, Ep, Ed, and Y. The REAL condition shows the highest values, particularly for Ef (around 55 kW).</p>
 <p>Bar chart for TOTAL component. The y-axis ranges from 0 to 180. The x-axis shows REAL, INEVITABLE, and IDEAL conditions for Ef, Ep, Ed, and Y. The REAL condition shows the highest values, particularly for Ef (around 170 kW).</p>	 <p>Two bar charts for TORRE REFRIG. and CAMARA MEZCLA components. The y-axis for TORRE REFRIG. ranges from 0 to 80, and for CAMARA MEZCLA from 0 to 200. Both show REAL, INEVITABLE, and IDEAL conditions for Ef, Ep, Ed, and Y.</p>

con estándares de eficiencia más altos, los componentes pueden destruir una mayor cantidad de exergía debido a la forma en la que están interconectados. Un ejemplo de esto se presenta en la Tabla 6.10, donde en condiciones reales el componente que destruye una mayor cantidad de exergía es el HX-I. Mientras que el ORC operando en condiciones inevitables alcanza una mayor destrucción de exergía. Eso es algo que parece ilógico pero puede ser posible debido al efecto de las interconexiones entre los componentes. En otras palabras, es posible porque cuando cada componente opera con parámetros de mayor eficiencia, puede tener un producto más alto de productos y, en este caso, un producto de un componente anterior puede ser parte del Fuel del componente posterior. Por lo tanto, cuando se activa el componente posterior con un Fuel más grande, representará una mayor destrucción de exergía, aunque también tiene una mayor producción de producto. Esto se puede ver claramente en el ORC que en condiciones reales consume un Fuel de 88.05 kW, produce un producto de 40 kW y destruye 38.58 kW de exergía, mientras que en condiciones inevitables este mismo componente opera con un Fuel de 93.2 kW, un producto de 44 kW y una destrucción de exergía de 39.93 kW. Del mismo modo, el equipo menos afectado por la interconexión con los otros componentes es el HX-I, donde en condiciones reales tiene una destrucción exergética de 44.05 kW. Este componente es el menos influenciado por la interconexión con el resto de los componentes porque es el componente con el que comienza el ciclo en cascada. Aunque, por otro lado, este componente es el causante de cambiar todas las temperaturas de la cascada térmica de la planta de poligeneración con el simple hecho de modificar su efectividad y, en consecuencia, alterar el comportamiento termodinámico de todos los componentes restantes de la planta de poligeneración con uso en cascada. En términos generales, el HX-I puede ser el causante de cambiar el Fuel, Producto y destrucción de exergía de todos los componentes del sistema con el simple hecho de variar su efectividad.

6.5.2.2. Análisis exergético avanzado

La Tabla 6.11, muestra los resultados del análisis exergético avanzado donde se aprecian los detalles de las interacciones entre los componentes principales y auxiliares de toda la planta de poligeneración, así como el potencial factible de los componentes que componen la planta geotérmica. En el análisis exergético avanzado, la destrucción de la exergía evitable e inevitable se obtiene de una comparación del sistema que opera en condiciones inevitables y condiciones reales. Para esta planta de poligeneración geotérmica que utiliza la energía primaria como una cascada, el componente que presenta una mayor posibilidad de evitar destruir la exergía es el HX-I con 10.61 kW, seguido del ORC con 2.45 kW. Los valores negativos en

el caso de la TAR y de la cámara de conservación son posibles debido a las interacciones e influencias que un componente tiene sobre otro cuando opera bajo otro criterio de mayor o menor eficiencia. Otro factor se atribuye a la influencia de los componentes externos del ciclo en el componente mismo [10]. Por otro lado, en el análisis exergético avanzado, la destrucción de la exergía endógena se obtiene evaluando la planta de poligeneración varias veces. En este análisis, solo se han introducido parámetros de eficiencia real en algunos componentes (HX-I, ORC, TAR, DEH, HX-II). Como resultado de la evaluación de la destrucción de exergía endógena, los componentes que tienen mayor destrucción de exergía son; el ORC (64.89 kW), el HXI (22.47 kW), la torre de enfriamiento (18.25 kW) y la TAR (16.25 kW). En este sentido, se puede ver que la destrucción de exergía endógena del ORC es incluso mayor que la destrucción de exergía real del ORC. Por lo tanto, si la destrucción de exergía endógena es mayor que la destrucción de exergía real del componente, el valor de la destrucción de exergía exógena del componente dará como resultado un valor negativo, y si, por el contrario, la destrucción de exergía endógena es menor que la destrucción de la exergía real del componente, dará como resultado un valor positivo de la destrucción de exergía exógena del componente. En este caso, los valores positivos indican que el rendimiento de cualquiera de los componentes mejora con el rendimiento de los componentes restantes del sistema. Los valores negativos son el resultado de diferencias en el flujo de masa entre las condiciones de operación endógenas y reales. Es decir, un aumento en el flujo de masa que fluye a través de los circuitos de flujo de la planta de poligeneración [26]. Del mismo modo, los valores exógenos negativos indican que la destrucción de exergía inevitable de los otros componentes afecta más al componente mismo [27].

En el caso del resto de los componentes de la planta de poligeneración o componentes auxiliares (cámara de mezcla, torre de enfriamiento y cámara de conservación) no se han introducido parámetros de eficiencia termodinámica (ver Tabla 6.6). Esto se debe a que uno de los objetivos de este análisis es determinar el comportamiento termodinámico (exergético) y las interacciones entre los componentes principales de la planta de poligeneración. Por esta razón, la Tabla 6.11, muestra los valores de cero en las columnas relacionadas con la destrucción de la exergía exógena. En ausencia de irreversibilidades exógenas en estos componentes, la destrucción de exergía real corresponde a la destrucción de la exergía interna del componente de "destrucción de exergía endógena". Finalmente, el equipo que presenta un mayor número de irreversibilidades externas (destrucción de exergía exógena), es decir, causada por el resto de los componentes, es el HX-I ($\dot{E}_{D,k}^{EX} = 21.58kW$).

Una vez que se han evaluado las partes de destrucción de exergía evitables, inevitables, endógenas y exógenas, se pueden evaluar las combinaciones de estas (inevitables-endógenas,

Tabla 6.11: Fracciones de destrucción de exergía I.

Comp.	Endógena-exeógena	Evitable-inevitable	Evitable-endógena, evitable-exógena, inevitable-endógena, inevitable-exógena
HX-I			
ORC			
TAR			
DEH			
MC			
HX-II			

Tabla 6.12: Fracciones de destrucción de exergía II.

Comp.	Endógena-exeógena	Evitable-inevitable	Evitable-endógena, evitable-exógena, inevitable-endógena, inevitable-exógena
CT			
MC			

inevitables-exógenas, evitables-endógenas y evitables-exógenas). Los resultados del análisis, presentados en la Tabla 6.11, muestran todas estas combinaciones de destrucción de exergía. Los componentes con las mayores cantidades de destrucción de exergía endógena-inevitable son; el ORC (33.8 kW), la torre de enfriamiento (18.25 kW), el HX-I (17.05 kW) y la TAR (8.883 kW). El componente con la mayor destrucción de exergía exógena-inevitable también fue el mencionado anteriormente (HX-I, TAR y ORC).

Finalmente, como contribución para esta planta de cascada geotérmica, se indica el componente con los mejores valores obtenidos durante el análisis para las partes de destrucción de exergía evitable-endógena y evitable-exógena. En este sentido, los componentes que presentan una mayor cantidad de destrucción de exergía evitable-endógena y evitable-exógena son el ORC, el TAR y el HX-I. Donde, si se proponen futuras mejoras en el diseño y la interconexión de estas tecnologías, las partes de destrucción de exergía evitable-endógena y evitable-exógena pueden transformarse en más productos del sistema y, por lo tanto, mejorar la utilización de la energía, lo que representaría una eficiencia mejora a nivel de componente y también a nivel de sistema global (planta de poligeneración). Las partes (fracciones) de la destrucción de exergía también se pueden ver gráficamente en la Tabla 6.11.

De la Tabla 6.11, se puede ver en los gráficos una contribución global del presente análisis. Existe un alto potencial de oportunidades para mejorar el rendimiento termodinámico en el equipo principal (ORC, TAR y HX-I). En cuanto a la destrucción de exergía real del ORC

(38.58 kW), el 80.58 % de la destrucción de exergía es debido a irreversibilidades internas dentro del componente que se puede mejorar (evitable-endógeno). El HX-1 (12.29 %), la TAR (43.18 %) y el resto de los componentes también presentan oportunidades de mejoras, pero en cantidades muy pequeñas. Finalmente, no se puede evitar que se destruyan los 18.25 kW que disipa la torre de enfriamiento porque ese valor representa los efluentes del sistema disipados a la misma temperatura de referencia a la que se evalúa la exergía de la planta de poligeneración.

6.5.3. Análisis económico

A través del modelo económico, se obtuvieron los costos de inversión y costos de producción de los productos de la planta de poligeneración. Los costos de inversión para los principales componentes de la planta de poligeneración dependen de su capacidad nominal. Sin embargo, en el caso de los componentes auxiliares, el costo varía según otros parámetros. Por ejemplo, para los intercambiadores de calor, el costo es una función del área de transferencia de calor. El área de HX-I y HX-II se obtuvo de 4 y 6.6 m² y alcanzan un costo de inversión de \$ 7,980 y \$ 13,379. El costo de la cámara conservación es función del volumen, y para la cámara conservación acoplada a la planta de poligeneración de este proyecto, el volumen alcanzó un valor de 81.31 m³ y es equivalente a un costo de inversión de \$ 18,303. La Figura 6.6, muestra los costos de inversión de los componentes de la planta de poligeneración.

6.5.3.1. Análisis exergoeconómico convencional

La Tabla 6.9, muestra los costos obtenidos a través del análisis de exergoeconómico convencional para cada corriente termodinámica de la planta de poligeneración. Se puede apreciar que el circuito de agua geotérmica tiene un costo por unidad de exergía de 5.64 \$/GJ, el circuito de agua caliente de la planta en cascada tiene un costo de 7.88 \$/GJ, el costo del circuito de agua fría es de 202.1 \$/GJ y el circuito de enfriamiento representa un costo de -5.34 \$/GJ. El valor negativo en el circuito de enfriamiento puede explicarse considerando que este costo se asume negativo cuando el costo se carga desde el equipo disipativo a los efluentes de los componentes que requieren disipación de calor, [28]. A través del procedimiento propuesto en [28], la torre de enfriamiento está fuera del análisis porque el costo se carga a los efluentes del ORC y el TAR. El costo de inversión de la torre de enfriamiento depende principalmente del flujo de calor a disipar, para el ORC el costo de la torre de enfriamiento es de \$ 11,162 y para la TAR es de \$ 13,033. Vale la pena mencionar que una contribución de este análisis es que los costos de la torre de enfriamiento se consideran en el análisis socioeconómico realizado,

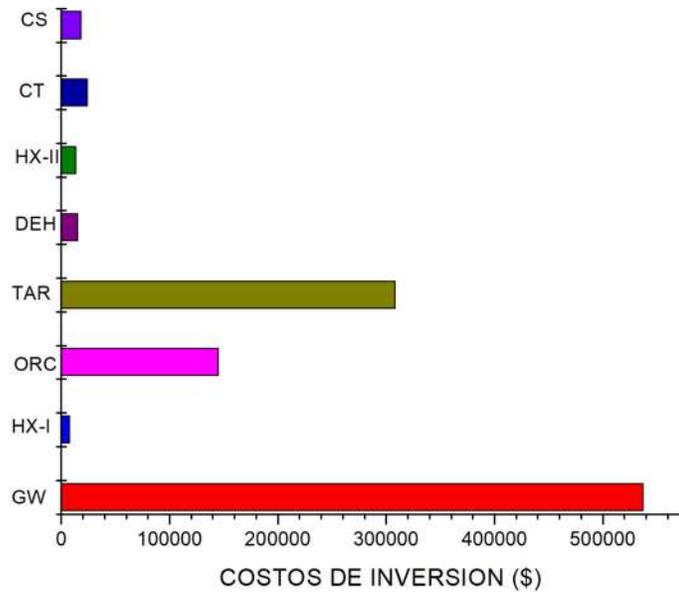


Figura 6.6: Costos de inversion de los componentes de la planta de poligeneración.

una situación que no se informa en la literatura técnica para sistemas de plantas de energía.

Por otro lado, aunque el circuito de agua fría tiene un alto costo por unidad de exergía, esta situación no indica que sea el costo más alto por unidad de tiempo de la planta de poligeneración. El costo por unidad de tiempo (hora) más alto de todas las corrientes de la planta de poligeneración es la corriente de la fuente de energía, es decir, el agua caliente del pozo geotérmico. Este flujo alcanza un costo de 8.98 \$/h y se atribuye al alto costo de inversión del pozo geotérmico. Otro alto costo corresponde a la producción de electricidad que tiene un valor de 8.54 \$/h, seguido por el costo de la generación de frío con un valor de 7.78 \$/h. Finalmente, el producto económicamente más favorable de la planta de poligeneración es el calor para la deshidratación a un costo de 3.52 \$/h. Esta situación hace que los procesos de deshidratación sean altamente rentables en este tipo de esquema multiproducto.

Todos los parámetros exergoeconómicos de la planta de poligeneración, tales como el costo por unidad de exergía del combustible, el costo por unidad de exergía del producto, la tasa de costo de la destrucción de exergía, la tasa de costo de las pérdidas de exergía, el costo de inversión por unidad de tiempo, la diferencia relativa en el costo y el factor de exergoeconómico para cada componente de la planta de poligeneración se presentan en la Tabla 6.13. Se puede ver que el factor exergoeconómico y el costo por unidad de tiempo más

Tabla 6.13: Resultados del análisis exergoeconómico de la planta de poligeneración.

Componente kth	c_F (\$/GJ)	c_P (\$/GJ)	\dot{C}_D (\$/h)	\dot{Z} (\$/h)	r (%)	f (%)
HX-I	5.64	7.827	0.895	0.1334	38.68	12.97
ORC	7.88	59.33	1.094	2.421	653	63.98
TAR	7.88	202.1	0.484	5.159	2465	86.52
DEH	7.88	33.87	0.044	0.2508	329.9	84.84
Cámara de mezclado	7.88	7.958	0.024	-	0.994	-
HX-II	202.1	4917	3.074	0.2237	2333	6.784
Cámara de conservación	202.1	381.3	1.349	0.3061	86.66	18.49
Pozo geotérmico	0	5.644	-	8.988	-	100

alto corresponden al pozo geotérmico con 100 % y 8.98 \$/h, respectivamente. También se puede ver que el mayor costo de destrucción de exergía se origina en el intercambiador de calor HX-II. Finalmente, el análisis exergoeconómico convencional indica que el costo de las pérdidas de exergía de la planta de poligeneración es de 0.57 \$/h.

6.5.3.2. Análisis exergoeconómico avanzado

La Tabla 6.14, muestra los costos de las fracciones de costo de la exergía; endógena, exógena, evitable, inevitable, evitable-endógena, inevitable-endógena, evitable-exógena e inevitable-exógena. Teniendo en cuenta que el análisis exergoeconómico avanzado es una herramienta poderosa a través de la cual se identifica la reducción potencial de costos debido a irreversibilidades en la planta de poligeneración, se puede ver que el componente que presenta una mayor oportunidad para la reducción de los costos de destrucción de exergía es el intercambiador de calor HX -II, seguido por el ORC y la cámara de conservación. En el caso del intercambiador de calor HX-II, es posible evitar la destrucción de 1214 \$/h. El intercambiador de calor HX-II destruye 2273 \$/h en exergía endógena y 0.438 \$/h exógenamente. Al no interactuar con otros componentes, se puede evitar el costo de la destrucción de exergía de 0.469 \$/h y el costo de 2605 \$/h. Por otro lado, el ORC al interactuar con el resto de los componentes de la planta de poligeneración destruye internamente 1846 \$/h y no pueden evitar destruir 0.958 \$/h. Finalmente, la cámara de conservación también implica considerar los costos de la destrucción de exergía y al interactuar con el resto de los componentes de la planta de poligeneración no es posible evitar la destrucción interna de 1.17 \$/h. En resumen, la Tabla 6.14, muestra los componentes de la planta de poligeneración con sus costos de destrucción de exergía calculados por el enfoque de exergoeconómico avanzado.

Tabla 6.14: Resultados del análisis exergoeconomico avanzado.

Comp.	Endógena-exeógena	Evitable-inevitable	Evitable-endógena, evitable-exógena, inevitable-endógena, inevitable-exógena
HX-I			
ORC			
TAR			
DEH			
MC			
HX-II			
CS			

6.6. Conclusiones

En este Capítulo 6, se presentó una evaluación de la planta de poligeneración que opera en cascada geotérmica desde el punto de vista termodinámico y termoeconómico. El análisis de exergía y exergoeconómico avanzado se utilizaron como herramientas de evaluación para comprender mejor el rendimiento termodinámico y termoeconómico de la planta de poligeneración. Los resultados muestran que la planta de poligeneración podría alcanzar un aumento de eficiencia energética del 1.53 % al realizar mejoras en el diseño de los componentes. Los resultados han permitido identificar los componentes de la planta que presentan un mayor número de irreversibilidades. Según los resultados, el componente con la mayor destrucción de exergía de la planta de poligeneración ha sido el intercambiador de calor HX-I. Del mismo modo, los resultados del análisis de exergía avanzado muestran que solo se pueden evitar 10.61 kW de la destrucción de exergía en el HX-1 mediante algunos ajustes en las condiciones de diseño y operación. Por un lado, los resultados del análisis de exergía avanzado indican que el ORC es el componente menos propenso a evitar destruir internamente la exergía debido al modo de interacción con el resto de los componentes de la planta de poligeneración. Por otro lado, el análisis exergoeconómico convencional indica que el costo de producción de electricidad (8.54 \$/h) es el más alto entre el costo de la producción de frío y la producción de calor de deshidratación. Finalmente, los resultados del análisis exergoeconómico convencional muestran que el componente con mayores oportunidades para reducir costos debido a la destrucción de exergía es el intercambiador de calor HXII, la cámara de conservación y luego el ORC. Como conclusión general, el desarrollo de esta investigación en este Capítulo 6 ha permitido detectar oportunidades de mejoras termodinámicas y posibles reducciones de costos de esta planta geotérmica que opera en una cascada geotérmica.

6.7. Referencias

1. V. M. Ambriz-Díaz, C. Rubio-Maya, J. J. Pacheco Ibarra, S. R. Galván González, y J. Martínez Patiño, Analysis of a sequential production of electricity, ice and drying of agricultural products by cascading geothermal energy, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 28, pp. 18092–18102, 2017.
2. H. Montazerinejad, P. Ahmadi, y Z. Montazerinejad, Advanced exergy , exergo-economic and exergo-environmental analyses of a solar based trigeneration energy system, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 152, no. October 2018, pp. 666–685, 2019.

3. Alfalaval, The theory behind heat transfer. Disponibe: <https://www.alfalaval.com.>>, Ed;2004.
4. W. F. Stoecker, Refrigeration and freezing of foods, *Ind. Refrig. Handb.*, pp. 1–60, 1998.
5. Oxycom Fresh Air BV, Air changes per hour, pp. 6–7, 2017.
6. C. Notario y M. Sosa, El jitomate (*Solanum lycopersicum*): aporte nutrimental, enfermedades postcosecha y tecnologías para su almacenamiento en fresco, *Temas selectos de Ingeniería de Alimentos*, vol. 6, no. 1. pp. 40–53, 2012.
7. J. Szargut, D.R. Morris, y F.R. Steward, Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes. Hemisphere Publishing Corporation; 1988.
8. K. Yang, N. Zhu, Y. Ding, C. Chang, D. Wang, y T. Yuan, Exergy and exergoeconomic analyses of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system based on dual-fuel of biomass and natural gas, *J. Clean. Prod.*, vol. 206, pp. 893–906, 2019.
9. T. Morosuk y G. Tsatsaronis, Advanced Exergetic Analysis As a Tool for the Thermodynamic Evaluation of, pp. 1–10, 2014.
10. J. Galindo, S. Ruiz, V. Dolz, y L. Royo-Pascual, Advanced exergy analysis for a bottoming organic rankine cycle coupled to an internal combustion engine, *Energy Convers. Manag.*, vol. 126, pp. 217–227, 2016.
11. G. Tsatsaronis y M. Park, On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems, vol. 43, pp. 1259–1270, 2002.
12. S. Kelly, Energy Systems Improvement based on Endogenous and Exogenous Exergy Destruction, p. Thesis, 2008.
13. S. Kelly, G. Tsatsaronis, y T. Morosuk, Advanced exergetic analysis : Approaches for splitting the exergy destruction into endogenous and exogenous parts, vol. 34, pp. 384–391, 2009.
14. G. Tsatsaronis y T. Morosuk, Advanced thermodynamic (exergetic) analysis, *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 395, p. 012160, 2012.
15. O. Balli, Advanced exergy analyses to evaluate the performance of a military aircraft turbojet engine (TJE) with afterburner system: Splitting exergy destruction into unavoidable/avoidable and endogenous/exogenous, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 111, pp. 152–169, 2017.

16. T. Morosuk, G. Tsatsaronis, y M. Schult, Conventional and advanced exergetic analyses: Theory and application, *Arab. J. Sci. Eng.*, vol. 38, no. 2, pp. 395–404, 2013.
17. V.M. Ambriz-Díaz, C. Rubio-maya, J.J. Pacheco-Ibarra, H.C. Gutierrez, y J. Rangel, Avoidable and unavoidable exergy analysis for a cascade geothermal plant producing electricity, cooling and useful heat, Conference paper, pp. 1–6, 2017.
18. M. Khennich y N. Galanis, Optimal design of ORC systems with a low-temperature heat source, *Entropy*, vol. 14, no. 2, pp. 370–389, 2012.
19. D. Fiaschi, A. Lifshitz, G. Manfrida, ay D. Tempesti, An innovative ORC power plant layout for heat and power generation from medium- to low-temperature geothermal resources, *Energy Convers. Manag.*, vol. 88, pp. 883–893, 2014.
20. C. Rubio-Maya, E. Pastor Martínez, C. E. Romero, V. M. Ambriz Díaz, y J. J. Pacheco-Ibarra, Techno-economic assessment for the integration into a multi-product plant based on cascade utilization of geothermal energy, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 108, no. July, pp. 84–92, 2016.
21. J. W. Lund, *Design of Small Fruit Drier Using Geothermal Energy*, 1996.
22. A. Khaireh, I. N. N. Field, Cooling system design for a binary power plant in North Goubhet Field, Djibouti, United Nations University, Geothermal Training Programme, no. 18, 2012.
23. H. Ganjehsarabi, A. Gungor, Exergoeconomic evaluation of a geothermal power plant, *Int J Exergy* 2014;14(303):319.
24. F. Mohammadkhani, N. Shokati, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, y M. A. Rosen, Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles, *Energy*, vol. 65, pp. 533–543, 2014.
25. E. Açıkkalp, H. Aras, y A. Hepbasli, Advanced exergoeconomic analysis of an electricity-generating facility that operates with natural gas, vol. 78, pp. 452–460, 2014.
26. M. Tan y A. Keçebaş, Thermodynamic and economic evaluations of a geothermal district heating system using advanced exergy-based methods, *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 504–513, 2014.

27. A. Keçebaş y H. Gökgedik, Thermodynamic evaluation of a geothermal power plant for advanced exergy analysis, *Energy*, vol. 88, pp. 746–755, 2015.
28. A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal design & optimization*, John Wiley & Sons; 1996.

6.8. Nomenclatura

Acrónimos

<i>CM</i>	Cámara de mezclado
<i>COP</i>	Coficiente de operación
<i>CT</i>	Torre de enfriamiento
<i>CS</i>	Cámara de Conservación
<i>DEH</i>	Deshidratador
<i>GW</i>	Pozo geotérmico
<i>HX – I</i>	Intercambiador de calor I
<i>HX – II</i>	Intercambiador de calor II
<i>KC</i>	Ciclo Kalina
<i>ORC</i>	Ciclo Rankine Orgánico
<i>QEAS</i>	Sistema de absorción de cuádruple efecto
<i>RT</i>	Toneladas de refrigeración
<i>TAR</i>	Tecnología de refrigeración activada térmicamente

Latín

A	Area, m^2
c	Costo por unidad de exergía, $\frac{\$}{GJ}$
\dot{C}	Tasa de costo, $\frac{\$}{h}$
C_P	Calor específico a presión constante, $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
CRF	Factor de recuperación de capital
e	Exergía específica, $\frac{kJ}{kg}$
\dot{E}	Tasa de exergía, kW
f	Factor exergoeconómico, %
h	Entalpía, $\frac{kJ}{kg}$
h_0, h_s	Coefficiente de transferencia de calor, $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$
i	Tasa de interés, %
k_P	Conductividad térmica, $\frac{kW}{m \cdot K}$
L	Profundidad del pozo geotérmico, m
$DMLT$	Diferencia media logarítmica de temperatura, $^{\circ}C, K$
\dot{m}	Flujo másico, $\frac{kg}{s}$
N	Vida del sistema
\dot{Q}	Tasa de calor, kW
r	Referencia de costo relativo, %
T	Temperatura, $^{\circ}C, K$
U	Coefficiente global de transferencia de calor, $\frac{kW}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$
V	Volumen, m^3
\dot{W}	Potencia, kW
\dot{W}_e	Potencia eléctrica, kW
y	Relación de la destrucción de exergía, %
Z	Costo de inversión de los componentes del sistema, \$
\dot{Z}	Tasa de costo anual de inversión, \$

Símbolos griegos

ε	Efectividad, eficiencia exergética, %
η	Eficiencia energética, %
ϕ	Factor de mantenimiento

Subíndices

<i>D</i>	Destrucción de exergía
<i>E</i>	Electrica
<i>F</i>	Fuel
<i>in</i>	Entrada
<i>j</i>	Estados termodinámicos
<i>k</i>	Componente kth
<i>L</i>	Perdidas
<i>P</i>	Producto
<i>q</i>	Potencia de calor
<i>out</i>	Salida
<i>REJ</i>	Rechazado
<i>tot</i>	Total
<i>w</i>	Potencia
<i>x</i>	Referido a exergía
0	Estado de referencia
1, ..., 30	Estados

Superíndices

<i>AV</i>	Evitable
<i>CH</i>	Química
<i>EN</i>	Endógena
<i>EX</i>	Exógena
<i>KN</i>	Cinética
<i>PH</i>	Física
<i>PT</i>	Potencial
<i>UN</i>	Inevitable

Capítulo 7

Observaciones finales, conclusiones, perspectivas y recomendaciones

Un conocimiento amplio en conceptos de energía geotérmica es fundamental para realizar la integración de una planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica. Primeramente se deben tener los conocimientos y estudios de las áreas geotérmicas potenciales donde se pretende instalar la planta de poligeneración. Del mismo modo, las características termodinámicas del recurso geotérmico del área geotérmica serán las que definirán las capacidades y alcances energéticos de planta de poligeneración. Principalmente la temperatura y el flujo de masa en superficie definen la capacidad energética del área geotérmica, y el efecto que este recurso primario puede tener si se opta por la conversión de energía geotérmica a eléctrica, o bien, aprovecharla en algún uso directo, como los que se discutieron en el Capítulo 1. La temperatura del recurso geotérmico define qué tipo de procesos se pueden activar y a la vez que tipo de productos se pueden obtener. Los productos obtenidos a partir de los usos directos de la energía geotérmica implican una rentabilidad económica más favorable por el simple hecho de evitar el uso de tecnologías de conversión de energía térmica a eléctrica que son demasiado costosas cuando se trata de la generación de electricidad con energía de bajo grado de temperatura. Por otra parte, la generación de electricidad mediante tecnologías geotérmicas de bajo grado de temperatura implica una eficiencia de conversión muy ineficiente. Sin embargo los recursos geotérmicos de baja temperatura son los más abundantes en la planta y son desaprovechados en gran medida por las desventajas expuestas anteriormente. En relación a lo anterior, la comunidad científica ha mostrado preocupación en esta problemática y ha expuesto un gran interés en las plantas geotérmicas combinadas de calor y electricidad activadas por un recurso geotérmico de media y baja temperatura, Capítulo 1.

Mediante este tipo de plantas, se logra una rentabilidad económica y energética favorable, por lo que son muy atractivas desde el punto de vista económico y práctico. Este tipo de plantas generalmente son de pequeña potencia o capacidades nominales reducidas, y son muy aptas para ser instaladas en aldeas, comunidades, villas, etc., donde se tenga la demanda de energía eléctrica y usos directos como calefacción, agua caliente sanitaria, refrigeración, etc. También son muy atractivas para ser instaladas en el sector comercial e industrial por sus múltiples productos y ventajas técnicas y económicas. Una ventaja muy poco mencionada pero muy importante es que generalmente si se instala un tipo de planta combina de calor y electricidad en una industria, comercio o residencias, se pasa de ser consumidor a productor, lo que tiene múltiples ventajas debido a que generalmente se tienen excesos de producción de energía y generalmente estos excesos son vendidos a la red eléctrica, lo que representa múltiples ventajas económicas.

En relación a lo anterior, se han expuesto, analizado y realizado diferentes proyectos alrededor del mundo en donde se investiga la integración de plantas geotérmicas combinadas de calor y electricidad. Este tipo de plantas generalmente las abordan diversos autores como plantas geotérmicas de poligeneración en cascada, Capítulo 2. Este tipo de plantas geotérmicas generalmente operan en serie o en paralelo en diferentes niveles térmicos de temperaturas para producir secuencialmente múltiples productos. Generalmente este tipo de plantas geotérmicas en cascada están compuestas por más de dos niveles térmicos en donde se producen más de dos productos útiles. Cabe resaltar que generalmente el producto del primer nivel térmico o nivel de más alta temperatura es la electricidad. Una revisión bien documentada de este tipo de plantas es muy útil cuando se pretende la integración de una planta de poligeneración con uso en cascada de la energía geotérmica. Mediante la revisión se pueden detectar instalaciones prácticas y conceptuales que se han reportado, donde se puede identificar como se han integrado. Se pueden detectar plantas en donde se han aplicado análisis energéticos y económicos, donde se puede tener una idea de los costos y eficiencias de este tipo de sistemas. También se pueden detectar plantas en donde se han aplicado análisis exergéticos y exergoeconómicos, donde se puede obtener como se ha aplicado este tipo de análisis y las eficiencias exergéticas típicas de este tipo de plantas, así como la asignación de costos de los productos mediante la aplicación del análisis exergoeconómico. Por otra parte, cuando se tiene concluida la revisión se puede realizar observaciones entre sistemas para conocer los beneficios y ventajas de la utilización en cascada de la energía geotérmica, la influencia de los niveles térmicos, productos, tecnologías y arreglos en cascada más utilizados. En el mismo sentido, se ha detectado en este trabajo que a medida que se incrementan los niveles térmicos y productos se incrementa la rentabilidad económica y energética del sistema. Sin embargo el

sistema alcanza condiciones más favorables si se evita la generación de energía eléctrica. Cabe resaltar que aunque se involucre la generación de energía eléctrica en un sistema en cascada el sistema alcanza un desempeño energético y económico favorable. Finalmente, la configuración en cascada más utilizada es la configuración en serie, aunque también la configuración combinada de serie y paralelo es ampliamente considerada.

Una vez que se tienen todos los conocimientos teóricos, técnicos, energéticos y económicos, además del conocimiento de las ventajas, desventajas, niveles térmicos de cascada y productos, se puede proceder con el inicio de la metodología de integración de una planta de poligeneración mediante la definición y comparación termodinámica-económica de configuraciones para la integración de la planta de poligeneración, Capítulo 3. Para la integración de la planta de poligeneración se tiene que comenzar con el análisis de alternativas conceptuales de la planta para obtener la configuración de integración más apropiada de la planta de poligeneración. Este análisis se basa en configuraciones conceptuales analizadas mediante el primer principio de la termodinámica y análisis económicos en función de los indicadores económicos. Mediante este análisis se logró detectar la configuración conceptual de la planta de poligeneración, esta configuración consta de tres niveles térmicos en serie con un ORC en el primer nivel térmico, una TAR en el segundo nivel térmico y un aprovechamiento directo del calor geotérmico en el tercer nivel térmico. También en base a un análisis de potencias nominales del ORC se detectó que para este tipo de sistemas la potencia del ORC debe ser superior a los 40 kWe para que el sistema tenga una recuperación rápida de la inversión. Una vez establecida la configuración conceptual de la planta de poligeneración se procede con la definición preliminar de la planta de poligeneración, esta configuración preliminar implica la definición de capacidades nominales de las tecnologías de la planta de poligeneración. Para determinar esta configuración preliminar, se parte de la configuración conceptual obtenida previamente y se establecen alternativas con capacidades nominales de las tecnologías y diferentes modos de operación de la planta de poligeneración. Una vez establecido lo anterior, se procede con el análisis de energía utilizando la primera ley de la termodinámica mediante el que se determina la configuración preliminar de la planta de poligeneración, es decir, interconexiones entre tecnologías y flujos de masa que activan cada tecnología. Finalmente, en esta etapa se procede con un análisis económico para determinar los indicadores económicos que arroja cada tecnología acoplada a la planta de poligeneración en función de su capacidad nominal. En este sentido, se obtuvieron las capacidades nominales de 40 kWe para el ORC, 40 RT para la TAR y 30 kWt para el sistema de deshidratación (uso directo). Cabe resaltar que estas capacidades también fueron condicionadas por el presupuesto destinado para el proyecto el cual también jugó un papel importante por tratarse de un proyecto real donde

se tenía que tener una planta de poligeneración instalada en campo. Como se ha podido apreciar a lo largo del desarrollo de este trabajo se ha mencionado la parte más costosa y crítica para la integración de los sistemas de poligeneración activados por un recurso geotérmico de bajo grado de temperatura, dicha parte es la generación eléctrica. Es por ello que en este trabajo, se realizó una comparación de tres tecnologías diferentes de generación de energética eléctrica (ORC, KAC, GOC) acopladas a la estructura preliminar de la planta de poligeneración obtenida previamente. Esta comparación se efectuó desde el punto de vista energético, exergético y económico. Como resultados se obtuvo que el ORC es la tecnología más favorable para ser integrada en la planta de poligeneración.

Una vez analizadas las configuraciones de integración de la planta de poligeneración se procede con la definición de la integración definitiva de la planta de poligeneración en base a tecnologías comerciales. Dentro de las tecnologías principales de la planta de poligeneración el ciclo Rankine orgánico es un ORC de 40 kWe del fabricante ENOGIA. La TAR es una máquina de absorción del fabricante THERMAX de 40 RT, y el deshidratador es fabricado por SOLUCIONES ENERPRO S.A de C.V. con 30 kWt de capacidad. Para el adecuado funcionamiento de las tecnologías principales se incluyeron equipos auxiliares, tal es el caso de: una torre de enfriamiento del fabricante REYMSA, una cámara de conservación del fabricante TORREY, intercambiadores de calor de placas ALFA LAVAL y bombas centrifugas de los fabricantes TACO y GRUNDFOS. Adicionalmente en el proyecto se incluyó una caldera de agua caliente del fabricante CLAYTON, debido a cuestiones de uso del recurso geotérmico por parte de la CFE (Comisión Federal de Electricidad). Cabe resaltar que la caldera puede permite operar la planta de poligeneración en caso de que CFE no permita explotar el recurso geotérmico de baja temperatura. En general, el procedimiento de integración de los componentes principales y auxiliares de la planta de poligeneración se muestra en el Capítulo 4, donde se también se pueden apreciar a través de fotografías la parte técnica y real de la integración de la planta de poligeneración, así como los trabajos de adecuación de la planta y la instalación final de los componentes en la planta de poligeneración.

Una vez instalada la planta de poligeneración en el Capítulo 5, se realiza la simulación de la planta de poligeneración. En esta simulación se muestra el efecto de la variación de la temperatura del recurso geotérmico y de la temperatura ambiente en los productos de la planta. A medida que se incrementa la temperatura del recurso geotérmico, se incrementa la producción de electricidad del ORC y la cantidad de producto seco producido por el deshidratador y el frío producido por la máquina de absorción. Sin embargo, la temperatura de enfriamiento de la TAR no se logra disminuir incrementando la temperatura de activación de la máquina. En dicha parte esta temperatura se mantiene constante. Por otra parte, al

variar disminuir la temperatura ambiente también se incrementa la producción de productos de la planta de poligeneración y se logra disminuir la temperatura de enfriamiento de la TAR. Por lo que, operar la planta de poligeneración a un mayor temperatura del recurso geotérmico es beneficioso. Sin embargo la planta encuentra sus mejores beneficios al disminuir la temperatura ambiente.

Finalmente, una vez que se integró, instaló y simuló la planta de poligeneración, en el Capítulo 6, se presentan las oportunidades de mejora de la planta de poligeneración como una perspectiva y recomendación a seguir a futuro. En este sentido, se utiliza el análisis exergético y exergoeconómico avanzado para evaluar las oportunidades de mejora en el desempeño termodinámico y económico de la planta de poligeneración. Donde mediante este análisis se lograron identificar a través del análisis de exergía avanzado: el potencial de mejora obteniendo las diferentes formas de destrucción de exergía, las posibles mejoras en las eficiencias de exergía, el potencial de mejoras en la producción del productos, las interacciones entre los componentes y el potencial de ahorro de energía de la planta de poligeneración. Se logro identificar a través de la combinación del análisis de exergía y exergoeconómico avanzado, los componentes críticos que influyen en el desempeño termoeconómico. Se logró evaluar las opciones para mejorar los aspectos económicos al determinar la reducción de costos debido a la destrucción de exergía evitable en los componentes e interacciones entre los componentes de la planta geotérmica en cascada. En este Capítulo 6, se identificó que el HX-I, el HX-II y el ORC son los mejores candidatos para mejorar el desempeño termodinámico y económico de la planta de poligeneración.