



Análisis termodinámico de un sistema geotérmico de doble flash con aporte de calor residual de un ciclo Brayton de múltiples etapas

Thermodynamic analysis of a double-flash geothermal system with residual heat input from a multi-stage Brayton cycle

Irvin Adrián Ríos Domínguez*, Víctor M. Ambriz Díaz, Oscar Chávez, Israel Y. Rosas, José E. Acosta-Cano-de-los-Ríos, Diva Y. Saucedo Rojo

Tecnológico Nacional de México/I.T. Chihuahua, Av. Tecnológico, 2909, 31310, Chihuahua, México

Historial

Manuscrito recibido: 22 de febrero de 2025

Manuscrito aceptado: 10 de junio de 2025

Manuscrito publicado: agosto 2025

*Autor para correspondencia

Irvin Adrián Ríos Domínguez

adrian_rios96@hotmail.com

Resumen

Este artículo presenta el análisis termodinámico de un sistema geotérmico doble flash con aporte de calor residual de un ciclo Brayton de múltiples etapas. Se plantea la recuperación de calor en un arreglo original y otros arreglos como variantes para obtener la configuración más óptima. Los modelos termodinámicos se construyen y se analizan con el software EES. Los resultados muestran que la recuperación de calor puede incrementar el flujo másico de vapor de la turbina de baja presión en 1.6 kg/s. Se encuentra que el sistema geotérmico con recuperación de calor puede alcanzar una producción de potencia de 59,331 kW cuando los separadores 1 y 2 operan a las presiones de separación óptima de 1,467 kPa y 226.7 kPa, respectivamente. Finalmente, se destaca que la recuperación de calor residual puede incrementar la producción de potencia en un 2.62%.

Palabras clave: Sistema geotérmico, doble flash, calor auxiliar, ciclo Brayton, análisis termodinámico.

Introducción

La energía geotérmica se encuentra dentro de las energías renovables con mayor aporte en la producción mundial de electricidad con alrededor de 87 TWh (Paulillo *et al.*, 2020). Hoy en día, los recursos geotérmicos de alta entalpía ($T > 150$ °C), son los más implementados para la generación de electricidad en el mundo mediante las plantas geotérmicas de simple y doble flash (Coskun *et al.*, 2011). Sin embargo, la cantidad de electricidad que puede producir una planta geotérmica está restringida por la cantidad y características del vapor que es posible enviar al turbogenerador. Este vapor tiene las características de vapor saturado, y de manera natural no

Abstract

This paper presents the thermodynamic analysis of a double-flash geothermal system with waste heat input from a multistage Brayton cycle. Heat recovery is proposed in an original arrangement and other arrangements are considered as variants to obtain the most optimal configuration. Thermodynamic models are built and analyzed with EES software. The results show that heat recovery can increase the steam mass flow of the low-pressure turbine by 1.6 kg/s. It is found that the geothermal system with heat recovery can achieve a power output of 59,331 kW when separators 1 and 2 operate at the optimum separation pressures of 1,467 kPa and 226.7 kPa, respectively. Finally, it is noted that waste heat recovery can increase the power output by 2.62%.

Keywords: Geothermal system, double flash, auxiliary heat, Brayton cycle, thermodynamic analysis.

es posible sobrecalentarlo. En este contexto, la búsqueda de alternativas para mejorar la eficiencia de estas plantas es de suma importancia (Santos *et al.*, 2017).

Los ciclos de potencia, como lo es el ciclo Brayton pueden jugar un papel importante, ya que el calor residual que sale de la turbina de un ciclo Brayton con temperaturas superiores a los 900 K, puede ser reutilizado para sobrecalentar el vapor saturado de una planta geotérmica flash, y en consecuencia incrementar por una parte la producción de potencia de la planta geotérmica flash, y por otra parte el factor de utilización del combustible del ciclo Brayton, así como la eficiencia general de todo el proceso de conversión de energía

térmica a eléctrica (Shan *et al.*, 2019). Adicionalmente, es posible mejorar el proceso de conversión de energía al incrementar las etapas de compresión y expansión del ciclo Brayton, con grandes beneficios en el desempeño termodinámico.

Los sistemas geotérmicos de doble flash y los ciclos de turbina de gas como lo es el ciclo Brayton, son ampliamente operados de manera independiente en la actualidad. Sin embargo, en busca de mejorar el desempeño termodinámico, la comunidad científica ha mostrado un gran interés respecto de estos ciclos termodinámicos. Si bien, hoy en día, existe un concepto similar al del aprovechamiento del calor residual de un ciclo Brayton por un sistema geotérmico doble flash. Este concepto se conoce como ciclo combinado e implica un ciclo Rankine activado con los gases de escape de un ciclo Brayton. La combinación del ciclo Brayton y el ciclo Rankine puede lograr un uso eficiente de la energía (Sachdeva y Singh, 2019). Esta combinación (ciclo combinado) ha sido muy estudiada y existe una gran variedad de trabajos en la literatura. Sin embargo, la configuración y arreglo para aprovechar el calor residual del ciclo Brayton por el sistema geotérmico doble flash difiere en gran medida al concepto de ciclo combinado.

Es por lo anterior, y debido a que no se han encontrado sistemas reportados en la literatura de libre acceso, que los antecedentes de este trabajo presentan información para cada ciclo por separado. Para los sistemas geotérmicos de doble flash (DF) Dagdas (2007) realizó un análisis de rendimiento. Los resultados indican una potencia de 11,488 kW y una eficiencia por primera ley de 6.88%. También muestran que las presiones de separación óptimas son 530 kPa y 95 kPa, respectivamente. Laudon *et al.* (2008) realizaron el análisis de la Planta de DF de Sabalan, Irán. Los resultados sugieren eficiencia energética global de 9.4% y una potencia de salida de 54 MW con presiones de 5.5, 0.9 y 0.1 bar para etapas de alta y baja presión y condensador. Yari (2010) realizó otro estudio y encontró una eficiencia en el rango de 10.95 a 14.26% y un trabajo específico neto de 96.95 kJ/kg. Pambudi *et al.* (2013) presentaron una evaluación de la planta DF de Dieng, Indonesia. Obtuvieron eficiencia energética total del 40.90% y una potencia de 34.76 MW a una presión óptima de separación de 1.43 bar. Parikhani *et al.* (2021) realizaron una optimización para la mejora del rendimiento de una planta DF. Los resultados demuestran un aumento de la potencia de 7.96% en comparación del caso sin optimizar, a unas presiones de separación óptimas de 244.7 y 78.42 kPa, respectivamente. Colorado-Garrido *et al.* (2021) realizaron un análisis termodinámico de la planta DF de Cerro Prieto,

México. En el estudio se demostró que la planta alcanza una potencia neta de 117,860 kW y una eficiencia del 36.43% a una presión del separador de baja presión de 385 kPa. Finalmente, Javadi *et al.* (2021) efectuaron un análisis termodinámico en el software EES de un nuevo sistema multi-generación, basado en una central geotérmica DF. Los resultados muestran que el sistema genera 43,640 kW de electricidad, y alcanza una eficiencia energética del 19%. Además, la mayor producción de potencia y la mayor eficiencia se obtienen en un rango de presión del separador flash de 650 a 750 kPa.

Para el ciclo Brayton la literatura existente sugiere diversos análisis termodinámicos. Un ejemplo es el trabajo realizado por Chandra y Kaushik (2013) donde se estudió un ciclo Brayton con recalentador, regenerador e interenfriador. Encontraron que los efectos del regenerador, interenfriador y recalentador son significativos y que la eficiencia energética puede alcanzar una magnitud de hasta 44.99%. Živić *et al.* (2014) presentaron otra investigación detallando el efecto de la eficiencia isoentrópica de la turbina y del compresor sobre la eficiencia térmica del ciclo. Observaron que el aumento de la eficiencia isoentrópica de la turbina tiene un mayor impacto en el aumento del trabajo neto que el aumento de la eficiencia del compresor. La eficiencia máxima lograda en sus análisis para el ciclo Brayton sugiere un desempeño del 41.9%. Goodarzi *et al.* (2014) realizaron una investigación de un ciclo Brayton regenerativo modificado. En su trabajo, sugieren que se puede generar una potencia y eficiencia más favorables ajustando la relación de flujo másico de derivación. Como resultado, obtuvieron que la eficiencia y el trabajo específico son superiores a 52% y 340 kJ/kg, respectivamente. Oliveira *et al.* (2015) estudiaron un ciclo Brayton irreversible con procesos de regeneración, enfriamiento intermedio y recalentamiento. Encontraron que el aumento de la eficiencia del proceso de expansión como la compresión eleva significativamente el rendimiento del ciclo. Chandramouli *et al.* (2015) efectuaron un análisis termodinámico de una variante de ciclo Brayton. Los resultados demuestran que la eficiencia lograda a través del ciclo modificado con 2 etapas de compresión es solo un 2.2% menor que la eficiencia lograda a través de la compresión isotérmica ideal para una relación de presiones de 3 y una temperatura de entrada a la turbina de 1,200 K. Živić *et al.* (2016) realizaron una investigación para un ciclo Brayton con propiedades variables. Sus resultados sugieren una eficiencia máxima de 43% a una temperatura máxima del ciclo de 1,200 °C y una relación de presiones de 24. Finalmente, Mossi Idrissa y Goni Boulama (2019)

presentaron un análisis de un ciclo Brayton utilizando un enfoque termodinámico avanzado. Los resultados indican que la eficiencia energética total se calculó en 36.65%, mientras que el caudal másico de aire a través del compresor y el consumo de combustible requerido fueron de 311.10 kg/s y 5.95 kg/s, respectivamente.

La revisión de la literatura muestra un vacío existente respecto a la evaluación termodinámica de sistemas geotérmicos de doble flash con aporte de calor residual de un ciclo Brayton de múltiples etapas. Lo anterior, ha motivado a los autores de este trabajo en contribuir a llenar ese vacío y a realizar un análisis termodinámico de la combinación de estos dos ciclos con la finalidad de incrementar la producción de potencia del sistema geotérmico de doble flash, y también con el propósito de incrementar la eficiencia global del sistema propuesto. El acoplamiento de los ciclos, es una propuesta teórica, y para determinar la viabilidad termodinámica de la propuesta se tienen los siguientes objetivos; i) análisis termodinámico por primera ley (análisis de energía)

para identificar las magnitudes de los productos energéticos de los ciclos e interacciones energéticas entre componentes; ii) análisis de tres arreglos diferentes de aprovechamiento del calor residual del ciclo Brayton, en diferentes partes del sistema geotérmico doble flash. Esto con la finalidad de determinar la ubicación óptima del aprovechamiento del calor residual, que permita al sistema geotérmico alcanzar el mejor desempeño termodinámico.

Descripción del sistema geotérmico

El sistema se compone por una planta geotérmica de doble flash y un ciclo Brayton de múltiples etapas (Figura 1). Para la activación del sistema, se considera un recurso geotérmico característico de los yacimientos geotérmicos ubicados en Los Azufres, Michoacán. La temperatura de estos campos puede ser de 220 °C y superior a los 100 kg/s (DiPippo, 2013). Debido a que el fluido geotérmico se encuentra en boca de pozo (estado 1) en condiciones de líquido dominante, es necesario

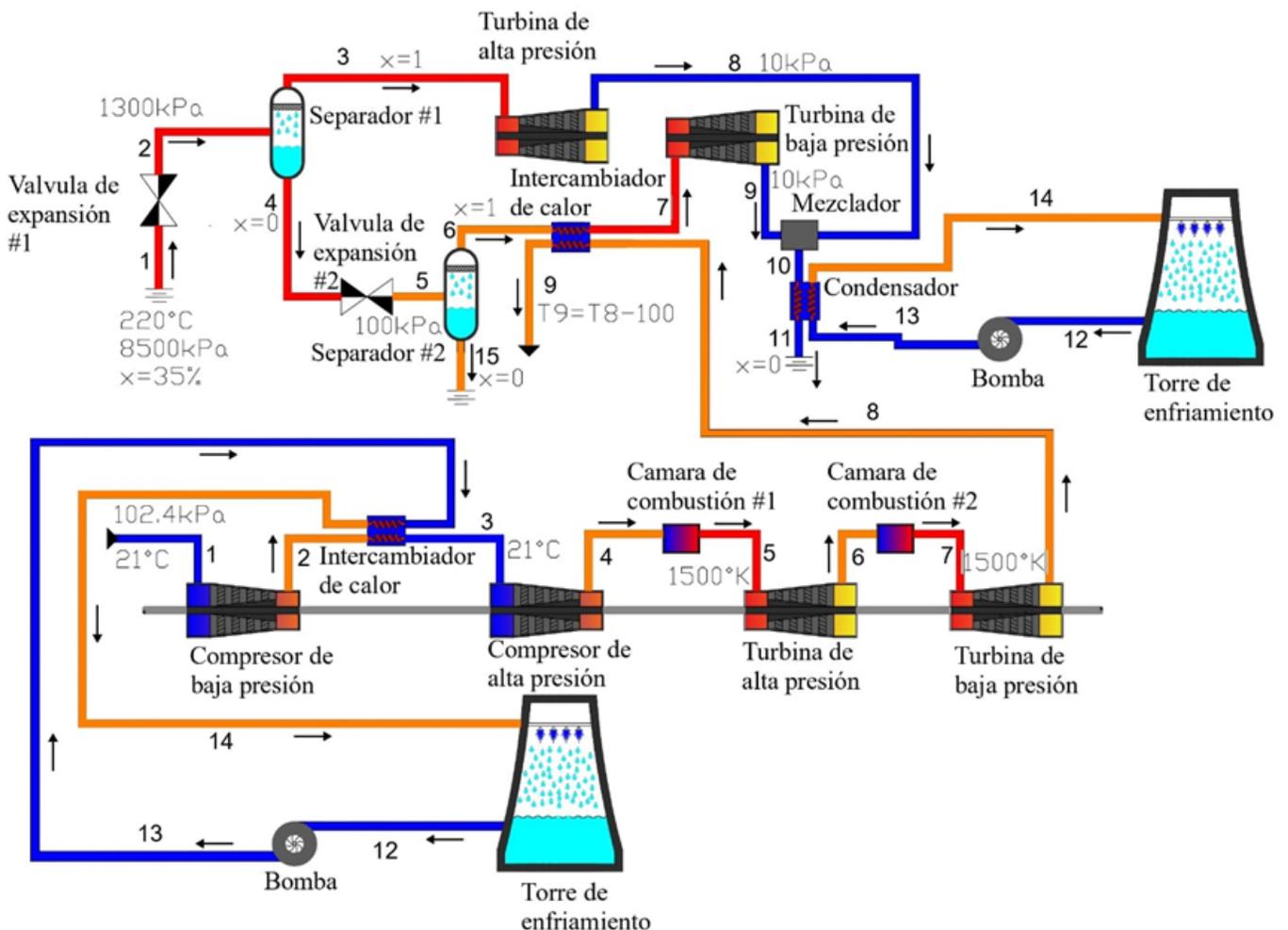


Figura 1. Diagrama del sistema geotérmico.

incluir una válvula de expansión para reducir la presión al menos 10 veces y lograr incrementar la calidad del fluido geotérmico en el estado 2. Lo anterior facilita al separador #1 la separación del fluido geotérmico en líquido saturado (estado 4) y vapor saturado (estado 3). El vapor saturado, por su parte, ingresa a la turbina de alta presión para generar electricidad, mientras que el líquido saturado se pasa por otra válvula de expansión #2, con la finalidad de reducir la presión y adquirir las características termodinámicas adecuadas para ingresar a otro separador #2. Una vez que se tiene la segunda separación, en el separador #2, el vapor saturado es destinado a una turbina de baja presión y generar electricidad nuevamente. Es necesario resaltar que antes de ingresar el vapor saturado en la turbina de baja presión, el vapor es sobrecalentado a partir del calor residual de un ciclo Brayton de múltiples etapas. Este sobrecalentamiento se efectúa en el intercambiador de calor mostrado en la **Figura 1**. En este arreglo del diseño térmico de aporte de calor residual y acoplamiento de los ciclos doble Flash y Brayton, radica la innovación de este trabajo. La finalidad es aprovechar de manera indirecta los gases calientes desechados del ciclo Brayton para incrementar la producción de potencia de la turbina de baja presión.

Variaciones en las configuraciones del sistema geotérmico

Para el aporte de calor auxiliar y evaluar el desempeño termodinámico del sistema geotérmico en combinación

con el ciclo Brayton, se han propuesto tres variantes diferentes.

Arreglo 1 (A1)

Este arreglo A1, consiste en la reubicación del intercambiador de calor a antes del separador #2 y después de la válvula de expansión #2, como se muestra en la **Figura 2**.

Arreglo 2 (A2)

Este arreglo A2, consiste en la reubicación del mezclador al final de la turbina de alta presión y el intercambiador de calor después del mezclador, antes de la turbina de baja presión, como se muestra en la **Figura 3**.

Arreglo 3 (A3)

Este arreglo A3 se muestra en la **Figura 4**, consiste en evaluar el sistema geotérmico doble flash sin el aporte de calor auxiliar por parte del ciclo Brayton.

Consideraciones generales para el modelado

Las principales consideraciones de operación del sistema geotérmico y ciclo Brayton se muestran a continuación y en las **Tablas 1 y 2** (DiPippo, 2013; Zivić *et al.*, 2014; Chandra y Kaushik, 2013):

- Se ha despreciado la energía cinética y potencial, y el modelo se ha desarrollado bajo condiciones de estado estable.
- Las pérdidas de presión en componentes y tuberías

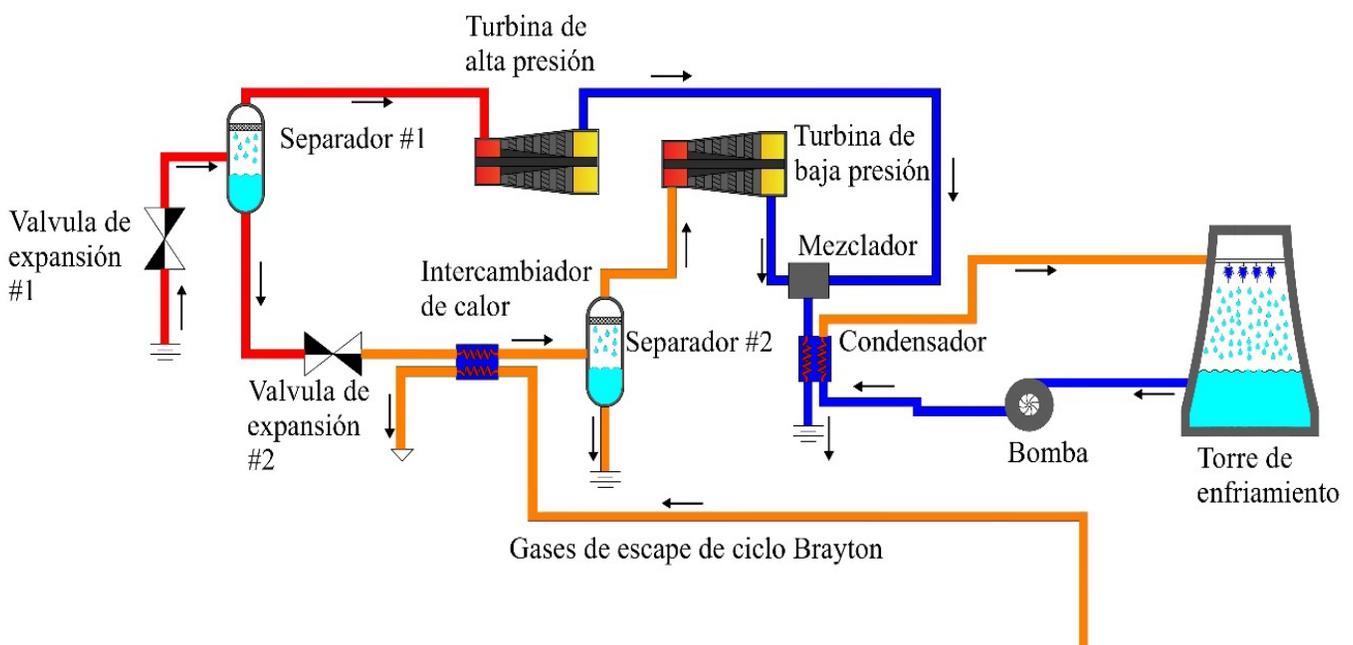


Figura 2. Configuración geotérmica para el A1.

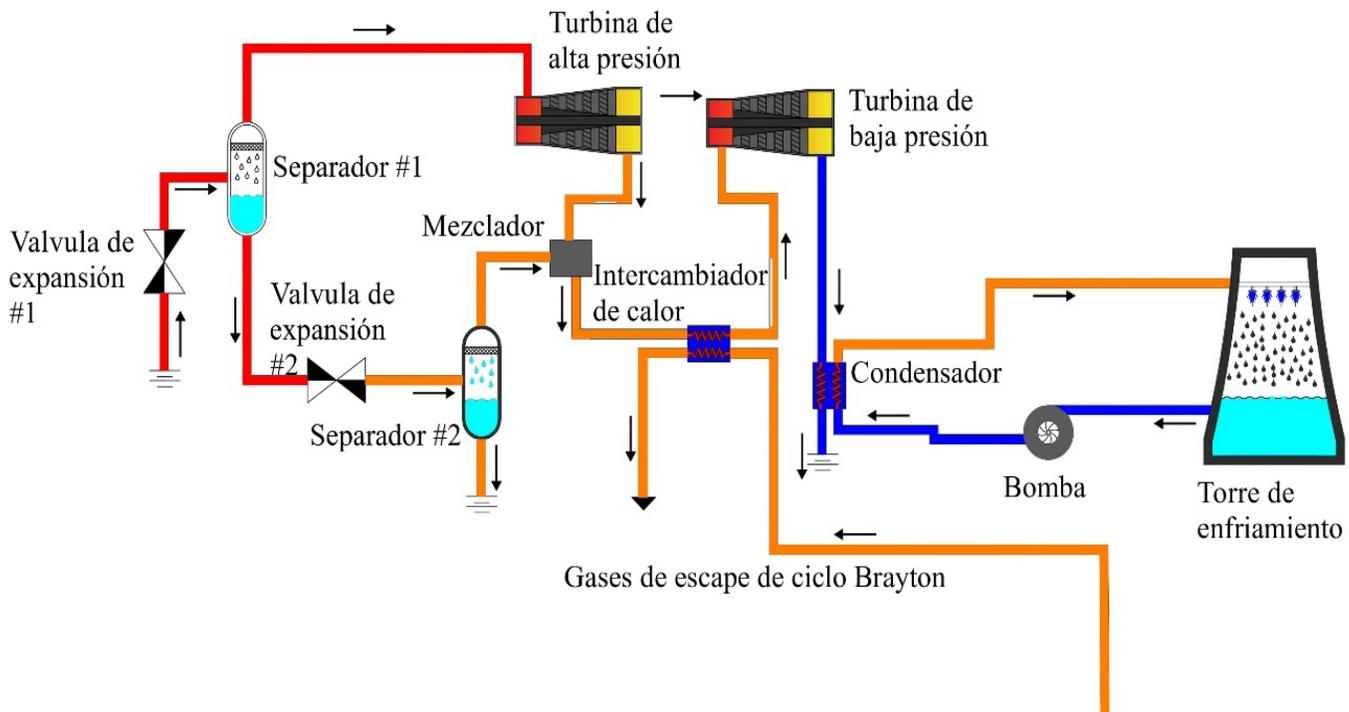


Figura 3. Configuración geotérmica para el A2.

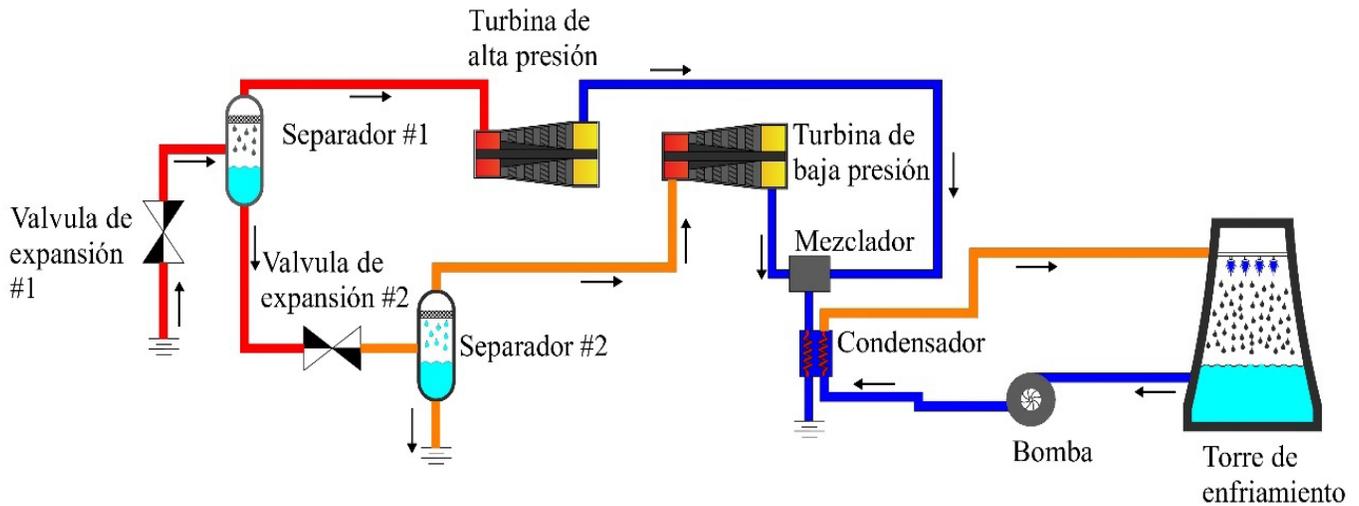


Figura 4. Configuración geotérmica para el A3.

- son despreciadas.
- El fluido geotérmico se modela utilizando las propiedades del vapor de agua.
- El flujo másico del sistema geotérmico se estableció en 100 kg/s.
- El fluido del ciclo Brayton se modela como aire estándar.
- Se asume un $C_p=1.005 \text{ kJ/kg K}$, para el fluido de trabajo del ciclo Brayton.

Modelado termodinámico

El modelado termodinámico se ha desarrollado en el software Engineering Equation Solver (EES). El EES permite el cálculo de las propiedades termodinámicas, además de que permite resolver las ecuaciones definidas en esta Sección 3.

Balances de masa y energía

El modelado termodinámico se ha establecido a partir de la primera ley de la termodinámica y la ecuación de conservación de la masa, Ecuación (1) y Ecuación (2):

Tabla 1. Parámetros considerados para el sistema DF

Parámetros	Magnitud
Temperatura de extracción	220 °C
Presión de extracción	8,000 kPa
Presión de la turbina de alta	1,300 kPa
Presión de la turbina de baja	100 kPa
Presión a la salida de las turbinas	10 kPa

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gZ \right) - \sum_s \dot{m} \left(h + \frac{v^2}{2} + gZ \right) = 0 \quad (1)$$

$$0 = \sum_e \dot{m} - \sum_s \dot{m} \quad (2)$$

Ciclo Brayton

En la **Tabla 3**, se establecen los balances de masa y energía del ciclo Brayton, para cada uno de sus elementos.

Sistema doble Flash

En la **Tabla 4**, se establecieron los balances de masa y energía para el sistema geotérmico de doble flash.

Sistema de enfriamiento

La finalidad del modelado del sistema de enfriamiento es determinar el flujo másico de agua de enfriamiento que demandan los ciclos que constituyen el sistema. El agua de enfriamiento para ambos ciclos, se puede determinar mediante un balance de energía en el condensador e

Tabla 2. Parámetros considerados para el ciclo Brayton.

Parámetros	Magnitud
Temperatura de entrada de aire	21°C
Relación de presiones para compresores y turbinas mínima	6
Temperatura máxima	1,500 °K
Presión de entrada	101.9 kPa

interenfriador, mediante la Ecuación (3):

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{Q}_{out}}{(\Delta h)_{agua}} \quad (3)$$

Sistema global

La **Tabla 5**, resume las ecuaciones para el desempeño termodinámico para cada ciclo del sistema, y también el desempeño termodinámico alcanzado por el sistema global implementando la recuperación de calor residual.

Resultados y discusión

En esta sección se muestran los resultados y discusión para el sistema geotérmico, se organizan por el tipo de arreglo implementado (Subsección 4.1 a 4.4), esto con la finalidad de observar la influencia de la recuperación de calor residual del ciclo Brayton de múltiples etapas en el sistema geotérmico DF. De manera adicional, se presentan las características termodinámicas de los sistemas auxiliares, como lo son los sistemas de enfriamiento de ambos ciclos integrados. Finalmente, se presenta una discusión final comparativa sobre las configuraciones geotérmicas.

Tabla 3. Balances de masa y energía del ciclo Brayton.

Componente	Masa	Energía
Compresor 1	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_{c1} = \dot{m}_1 \cdot C_p (T_2 - T_1)$
Interenfriamiento	$\dot{m}_3 = \dot{m}_2$	$\dot{Q}_{out1} = \dot{m}_2 \cdot C_p (T_2 - T_3)$
Compresor 2	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{W}_{c2} = \dot{m}_3 \cdot C_p (T_4 - T_3)$
Cámara de combustión 1	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	$\dot{Q}_1 = \dot{m}_4 \cdot C_p (T_5 - T_4)$
Turbina de alta presión	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{W}_{t1} = \dot{m}_5 \cdot C_p (T_5 - T_6)$
Cámara de combustión 2	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{Q}_2 = \dot{m}_6 \cdot C_p (T_7 - T_6)$
Turbina de baja presión	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$\dot{W}_{t2} = \dot{m}_7 \cdot C_p (T_7 - T_8)$
Intercambiador	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{Q}_{Out2} = \dot{m}_8 \cdot C_p (T_8 - T_9)$
Ciclo	-	$\dot{W}_{Brayton} = (\dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2}) - (\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2})$

Tabla 4. Balances de masa y energía del sistema DF.

Componente	Masa	Energía
Válvula de expansión 1	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	-
Separador 1	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$	$\dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4$
Turbina de alta presión	$\dot{m}_3 = \dot{m}_8$	$\dot{W}_{t1} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_8)$
Válvula de expansión 2	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$	-
Separador 2	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{15}$	$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{15} \cdot h_{15}$
Intercambiador de calor	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_6 \cdot (h_7 - h_6)$
Turbina de baja presión	$\dot{m}_7 = \dot{m}_9$	$\dot{W}_{t2} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_9)$
Mezclador	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 + \dot{m}_8$	$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{15} \cdot h_{15}$
Condensador	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10}$	$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_{11})$
Ciclo	-	$\dot{W}_{DF} = \dot{W}_{t1} + \dot{W}_{t2}$

Tabla 5. Desempeño energético por primera ley de la termodinámica.

Ciclo termodinámico	Eficiencia
Doble flash	$\eta_{DF} = \frac{\dot{W}_{DF}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_0)}$
Brayton	$\eta_{Brayton} = \frac{\dot{W}_{Brayton}}{(\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2)}$
Sistema global	$\eta_{Sistema} = \frac{\dot{W}_{DF} + \dot{W}_{Brayton}}{\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_0) + (\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2)}$

Resultados termodinámicos para el arreglo original (DF + Brayton)

La **Tabla 6**, muestra los resultados para las propiedades del arreglo original DF. Se puede destacar la variación de las propiedades termodinámicas del estado 7 debido al aporte de calor residual del ciclo Brayton. Debido a la recuperación de calor residual, el vapor geotérmico logra incrementar su temperatura desde 99.61 °C hasta 242 °C. Esto se observa en un incremento considerable de la entalpía desde 2,675 kJ/kg hasta 2,958 kJ/kg. También, se observa un incremento en la entropía desde 7.359 kJ/kg-K hasta 8.002 kJ/kg-K. Cabe destacar que debido al aporte de calor residual el vapor geotérmico alcanza la región de vapor sobrecalentado, lo que no es posible alcanzar en este tipo de plantas debido a la naturaleza de separación del vapor y el líquido en los componentes separadores.

La **Tabla 7**, muestra las propiedades termofísicas del ciclo Brayton de múltiples etapas operando con un flujo másico de aire a 30 kg/s. El estado termodinámico 8, es

el que representa la calidad termodinámica de la energía que activa el intercambiador que permite la recuperación de calor del sistema geotérmico DF. En esta dirección, se puede apreciar, que la temperatura del estado 8 es de 828.1 K (554.95 °C), lo que es suficiente para lograr incrementar una temperatura de 99.61 °C del vapor geotérmico.

La **Figura 5a**, muestra los resultados obtenidos para los flujos de energía del sistema geotérmico del arreglo original presentado en la **Figura 1**. Se puede apreciar que el mayor flujo de energía está representado por el condensador (calor rechazado), mientras que la turbina con mayor producción de potencia es la turbina de alta presión, que alcanza una producción de potencia equivalente al 86.54% del sistema DF. Por su parte, la turbina de baja presión alcanza solamente el 13.45% de la potencia del sistema DF. Ambas turbinas logran producir 33,350 kW. Por otra parte, el calor residual alcanza 3,014 kW, y esta magnitud es la misma para todas las configuraciones debido a que se modeló bajo los mismos parámetros termodinámicos.

La **Figura 6**, muestra los resultados para los flujos de energía del ciclo Brayton integrado en la configuración geotérmica del arreglo original y el resto de todos los arreglos. Se puede apreciar que el mayor flujo de energía del ciclo se presenta en la cámara de combustión 1, alcanzando una magnitud de 30,435 kW. De esta magnitud se logra obtener en potencia neta útil la magnitud de 25,260 kW (25.26 MW). En potencia bruta, las turbinas aportan 38,379 kW, distribuidos en las turbinas de alta y baja presión en 47.21 y 52.78 %, respectivamente. Lo anterior, indica un consumo de potencia de los compresores equivalente a un trabajo de retroceso de 65.81% y una eficiencia térmica del ciclo Brayton del 52.02%.

Resultados termodinámicos para el arreglo A1 (DF)

Tabla 6. Propiedades termofísicas del arreglo geotérmico original doble flash.

Estado	Temperatura (°C)	Presión (kPa)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-k)	Calidad (-)	Flujo másico (kg/s)
1	220	8,500	1,594	3.836	0.35	100
2	191.6	1,300	1,594	2.251	0.3949	100
3	191.6	1,300	2,787	6.495	1	39.49
4	191.6	1,300	814.9	2.251	0	60.51
5	99.61	100	814.9	1.302	0.176	60.51
6	99.61	100	2,675	7.359	1	10.65
7	242	100	2,958	8.002	*	10.65
8	45.79	10	2,056	6.495	0.7794	39.49
9	45.79	10	2,537	8.002	0.9804	10.65
10	45.79	10	2,158	6.815	0.8221	50.14
11	45.79	10	191.7	0.6489	0	50.14
* Vapor sobrecalentado						

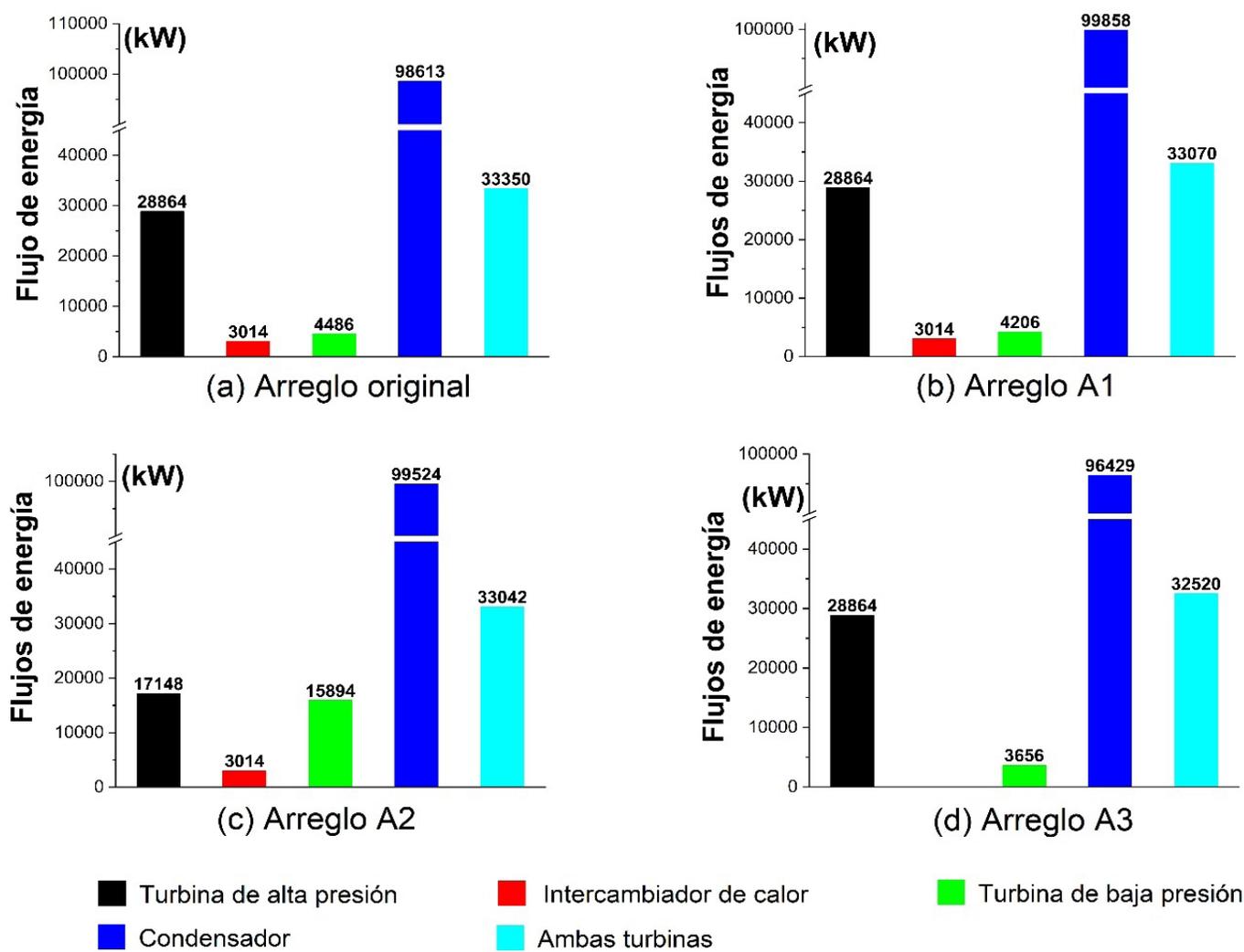


Figura 5. Flujos de energía del sistema geotérmico original y arreglos A1, A2 y A3.

Tabla 7. Propiedades termodinámicas del ciclo Brayton.

Estado	Temperatura (K)	Presión (kPa)
1	294	101.9
2	532.6	815.2
3	294	815.2
4	490.5	4,891
5	1,500	4,891
6	899	815.2
7	1,500	815.2
8	828.1	101.9
9	728.1	101.9

Mientras que en el arreglo original el fluido geotérmico llega inmediatamente después de abandonar la válvula, en el arreglo A1 el fluido geotérmico sufre un calentamiento antes de ingresar al segundo separador. Esto tiene como beneficio un incremento en la entalpía de 59.7 kJ/kg antes de ingresar al segundo separador, un incremento en la entropía de 1.227 kJ/kg-K, un incremento en la calidad del vapor de 2.65% y un incremento del flujo másico de vapor de 1.6 kg/s a la salida del segundo separador.

La **Figura 5(b)**, muestra los resultados de los flujos de energía para el arreglo A1 del sistema geotérmico DF con la recuperación de calor de los gases de escape a través del fluido geotérmico antes del segundo separador. En este arreglo la turbina de alta presión alcanza los 28,864 kW y la turbina de baja presión los 4,206 kW, donde en conjunto logran la producción total de 33,070 kW. Lo anterior, representa que la turbina de alta presión y baja presión aportan el 87.28% y 12.72% de la potencia del sistema DF.

Resultados termodinámicos para el arreglo A2 (DF)

En el Arreglo A2, el intercambiador de calor utilizado para recuperar el calor residual del ciclo Brayton se localiza después de la turbina de alta presión y del segundo separador flash. Esto trae como beneficio un mayor flujo másico de vapor en la admisión de la turbina de baja presión. Mientras que en el arreglo original el flujo másico de admisión de la segunda turbina es de 10.65 kg/s, en el arreglo A2 el flujo se incrementa hasta los 50.14 kg/s. Sin embargo, debido a esta cantidad de flujo, la calidad del vapor disminuye en comparación a la del arreglo original, así como también se observa una disminución en la temperatura, la entropía y la entalpía. Cabe resaltar que el aporte de calor residual logra un incremento del 3% en la calidad del vapor, lo cual resulta como beneficio para la turbina de baja presión.

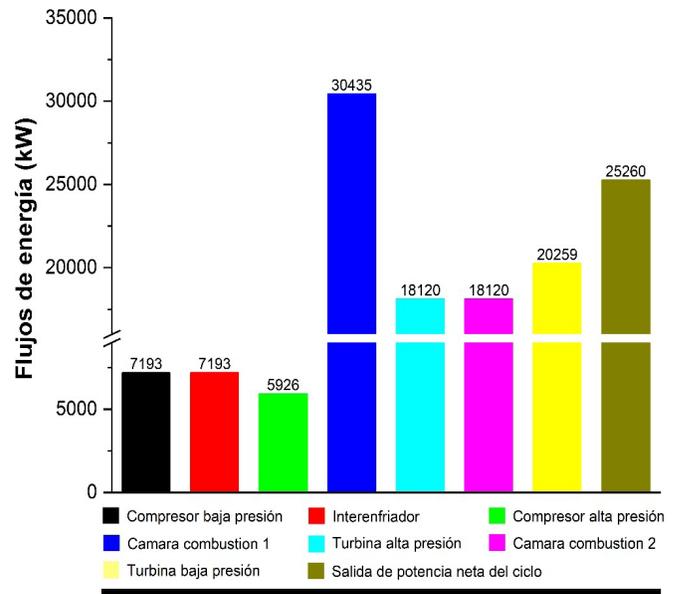


Figura 6. Flujos de energía en el ciclo Brayton.

La **Figura 5(c)**, muestra los resultados para los flujos de energía del arreglo A2, se puede apreciar que la turbina de alta presión logra un producto de 17,148 kW, mientras que la turbina de baja presión alcanza 15,894 kW. En conjunto, ambas turbinas alcanzan 33,042 kW, lo que representa el producto del sistema DF. De esta magnitud, el 51.89% de potencia lo produce la turbina de alta presión y el 48.1% la turbina de baja presión. Se puede destacar que el aporte de calor residual en esta configuración incrementa la producción de potencia de la segunda turbina.

Resultados termodinámicos para el arreglo A3 (DF)

El Arreglo A3 se ha analizado para obtener el desempeño termodinámico del sistema geotérmico doble flash sin aporte de calor residual del ciclo Brayton. Se puede apreciar respecto del arreglo original, una notable disminución en la temperatura del vapor de admisión de la turbina de baja presión, así como también la disminución de otras magnitudes físicas como lo son la entalpía, la entropía y la calidad del vapor. Lo que indica las ventajas del aporte de calor residual de los otros arreglos sobre el arreglo A3.

La **Figura 5(d)**, muestra los resultados de los flujos de energía del arreglo A3. Se puede apreciar que el sistema geotérmico DF operando bajo este arreglo, alcanza una menor producción de potencia en comparación de las otras configuraciones. La potencia que logra producir este arreglo sin aporte de calor residual es de 32,520 kW, distribuidos en 88.72% en la turbina de alta presión y 11.24% en la turbina de baja presión.

Resultados del sistema de enfriamiento

La **Figura 7** muestra los resultados para el flujo másico de agua de enfriamiento requeridos por cada configuración. La configuración que tiene una mayor demanda de agua de enfriamiento, es la configuración A1, seguida en una menor proporción por la configuración A2 y finalmente la configuración A3 y el arreglo original. En el caso del flujo másico requerido por el arreglo original, resulta una magnitud de 1,684 kg/s. Lo que representa una menor cantidad de flujo másico de 1.24% respecto del arreglo A1 y un 0.8% respecto del arreglo A2. Por su parte, el ciclo Brayton demanda una menor cantidad de agua de enfriamiento debido a la cantidad de energía que se disipa en el interenfriador, esta cantidad asciende a los 122.8 kg/s, lo que equivale a 13.88 veces menos que el agua de enfriamiento demandada por el arreglo A1.

Comparativa de los arreglos e influencia de la presión de separación

En esta Subsección, se presenta una comparativa de los arreglos analizados e influencia de la presión de los separadores en el desempeño del sistema geotérmico con recuperación de calor residual del ciclo Brayton. Básicamente en este trabajo, se planteó una configuración en arreglo original para el análisis termodinámico y algunas variantes a esta configuración (Arreglos A1 y A2) con la finalidad de encontrar la ubicación óptima del intercambiador recuperador de calor de los gases de escape en el sistema geotérmico. También se planteó, el análisis termodinámico de los ciclos operando de manera separada, es decir, sin recuperación de calor, esta forma de operación la representa el arreglo A3. Derivado de lo anterior, los resultados demuestran que el arreglo original que implica la recuperación de calor después del separador geotérmico es el más viable termodinámicamente. Este arreglo logra una producción total entre ambos ciclos de 58,610 kW. Mientras que el resto de las configuraciones logran una menor cantidad de potencia. Por ejemplo, el arreglo A1 alcanza una producción de 58,330 kW, el arreglo A2 de 58,302 kW y finalmente el arreglo A3 alcanza 57,780 kW. La **Figura 8**, muestra en porcentaje la reducción de potencia producida por los diferentes arreglos respecto del arreglo original.

También, durante el análisis, se logró detectar que las presiones de los separadores #1 y #2 pueden contribuir significativamente en el desempeño termodinámico de los diferentes arreglos geotérmicos, por lo que se realizaron una serie de interacciones para determinar las presiones de separación que brindan el mejor desempeño del sistema DF. Estas interacciones se aplicaron para el arreglo original por ser el mejor candidato para la

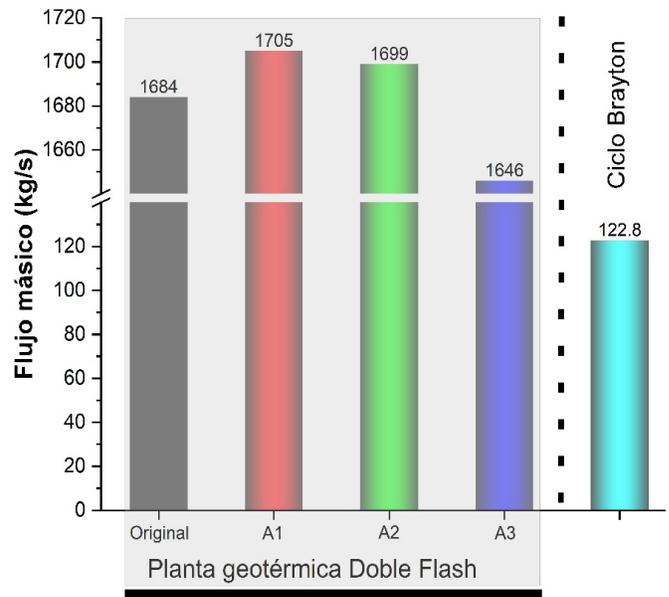


Figura 7. Flujos másicos del sistema de enfriamiento.

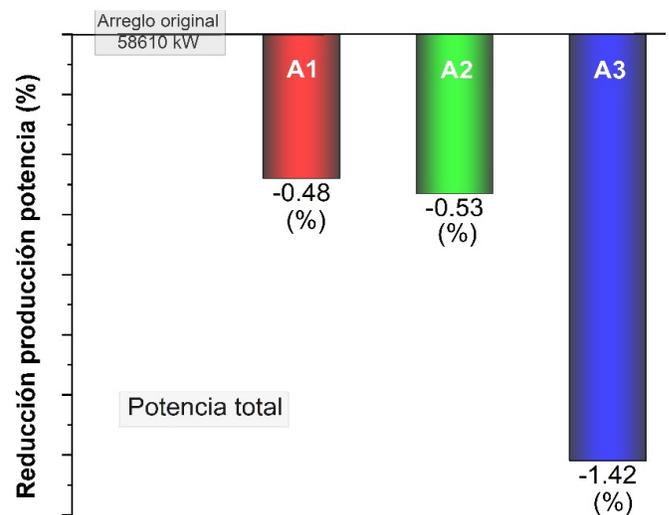


Figura 8. Variación en la producción de potencia de las diferentes configuraciones.

generación de energía bajo este esquema de recuperación de calor. Se encontró que la presión del separador #1 óptima es de 1,467 kPa y la del separador #2 de 226.7 kPa (**Figura 9**). Bajo estos parámetros en las presiones de separación, el arreglo original logra una producción de potencia en la turbina de alta presión de 28,911 kW y en la turbina de baja presión de 5,160 kW, y donde en conjunto logran la producción de 34,071 kW por parte del sistema geotérmico DF. Esta magnitud al unirla con la potencia del ciclo Brayton alcanza la cantidad total de los 59,331 kW, lo que representa mayores ventajas sobre los otros arreglos, hasta el 2.62 % respecto del arreglo A3.

Finalmente, cabe mencionar que, con las potencias

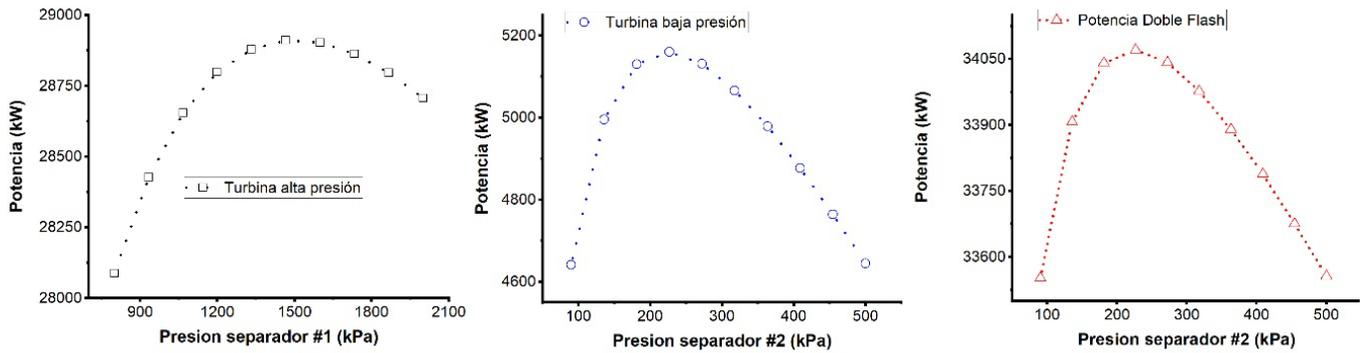


Figura 9. Variación de la producción de potencia vs presiones de los separadores.

logradas por los diferentes arreglos, el desempeño termodinámico que alcanza el arreglo A3 sin recuperación residual equivale a una eficiencia energética de 21.84%. Sin embargo, al implementar la recuperación de calor residual el arreglo original puede alcanzar una eficiencia energética equivalente al 29.68%. Lo anterior, demuestra la viabilidad energética de la propuesta implementada en este trabajo al lograr incrementar la eficiencia del sistema en 7.84%.

Conclusiones

En este trabajo se ha evaluado desde el punto de vista termodinámico un sistema geotérmico DF el cual aprovecha los gases de escape de un ciclo Brayton para aumentar la generación de potencia, así como tres arreglos diferentes del mismo sistema, para determinar el mejor desempeño termodinámico. Al evaluar los sistemas por separado (arreglo A3) generan en su totalidad una cantidad de 57,780 kW, mientras que al implementar la recuperación de calor mediante un intercambiador de calor después del separador #2 (arreglo original) el sistema logra una generación de potencia total de 58,610 kW. Por otra parte, si el intercambiador de calor es ubicado antes del separador con la finalidad de obtener una mayor cantidad de vapor (arreglo A1), se alcanza un total de 58,330 kW. En otra dirección, si el mezclador del sistema DF se ubica antes del intercambiador de calor se genera un total de 58,302 kW (arreglo A2). A pesar de tener potencias muy similares, el arreglo A2 no es muy eficiente, no sólo por el hecho de que genera menos potencia, también se le atribuye el hecho de que el vapor ingresa a la turbina de baja presión con una calidad inferior. En el arreglo original, se obtiene la mayor generación de potencia por el hecho de recalentar el vapor utilizado en la turbina de baja presión. Cabe resaltar que, al unir estos dos sistemas bajo el arreglo original propuesto, podría representar un buen aprovechamiento de los yacimientos geotérmicos.

Finalmente, una adecuada elección de las presiones de los separadores podría mejorar dicho aprovechamiento.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido desarrollado en el marco de los proyectos de Investigación Científica, Desarrollo Tecnológico e Innovación del Instituto Tecnológico Nacional de México (TecNM) – Proyecto: 19424.24-P. Los autores agradecen el apoyo para la realización de esta investigación.

Referencias

- Chandra H, Kaushik SC (2013). Exergetic analysis of closed Brayton thermal power cycle with reheater, regenerator and intercooler. *International Journal of Ambient Energy* 34(3):122–130. doi:10.1080/01430750.2012.740426.
- Chandramouli R, Srinivasa Rao MSS, Ramji K. (2015). Energy and exergy based thermodynamic analysis of reheat and regenerative Braysson cycle. *Energy* 90:1848–1858. doi:10.1016/j.energy.2015.07.017.
- Colorado-Garrido D, Alcalá-Perea G, Alaffita-Hernández FA, Escobedo-Trujillo BA (2021). Exergy analysis using a theoretical formulation of a geothermal power plant in Cerro Prieto, México. *Entropy* 23(9). doi:10.3390/e23091137.
- Coskun C, Oktay Z, Dincer I (2011). Performance evaluations of a geothermal power plant. *Applied Thermal Engineering* 31(17-18):4074-4082. doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.08.013.
- Dagdas A (2007). Performance analysis and optimization of double-flash geothermal power plants. *Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME* 129(2):125-133. doi:10.1115/1.2719204.
- Oliveira S, Luiz Scalon V, Pereira Repinaldo V (2015). Ecological optimization of an irreversible Brayton cycle with regeneration, inter-cooling and reheating. *Applied Mathematical Modelling* 39(22):6830-6844. doi:10.1016/j.apm.2015.02.029.

- DiPippo R (2013). Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact. Butterworth Heinemann, Waltham.
- Goodarzi M, Kiasat M, Khalilidehkordi E (2014). Performance analysis of a modified regenerative Brayton and inverse Brayton cycle. *Energy* 72:35-43. doi:10.1016/j.energy.2014.04.072.
- Javadi MA, Khalili Abhari M, Ghasemiasl R, Ghomashi H (2021). Energy, exergy and exergy-economic analysis of a new multigeneration system based on double-flash geothermal power plant and solar power tower. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 47. doi:10.1016/j.seta.2021.101536.
- Laudon Matthew, Laird DL, Romanowicz BF, Clean Technology 2008 (2008: Boston, Mass.), NSTI Nanotechnology Conference and Trade Show., & TechConnect Summit. (2008). *Clean Technology 2008: bio energy, renewables, green building, smart grid, storage, and water*. Clean Technology and Sustainable Industries Organization.
- Mossi Idrissa AK, Goni Boulama K (2019). Advanced exergy analysis of a combined Brayton/Brayton power cycle. *Energy* 166:724-737. doi:10.1016/j.energy.2018.10.117.
- Pambudi N, Itoi R, Jalilinasrabady S (2013). Performance evaluation of double-flash geothermal power plant at Dieng using second law of thermodynamics. In *Proceedings, Thirty-Eighth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering*.
- Parikhani T, Delpisheh M, Haghghi MA, Holagh SG, Athari H (2021). Performance enhancement and multi-objective optimization of a double-flash binary geothermal power plant. *Energy Nexus* 2:100012. doi:10.1016/j.nexus.2021.100012
- Paulillo A, Cotton L, Law R, Striolo A, Lettieri P (2020). Geothermal energy in the UK: The life-cycle environmental impacts of electricity production from the United Downs Deep Geothermal Power project. *Journal of Cleaner Production* 249. doi:10.1016/j.jclepro.2019.119410.
- Sachdeva J, Singh O (2019). Thermodynamic analysis of solar powered triple combined Brayton, Rankine and organic Rankine cycle for carbon free power. *Renewable Energy* 139:765-780. doi:10.1016/j.renene.2019.02.128.
- Santos JTD, Fagundes TM, Santos EDd, Isoldi LA, Rocha LAO (2017). Analysis of a combined brayton/rankine cycle with two regenerators in parallel. *Revista de Engenharia Térmica* 16(2):10-17. doi:10.5380/reterm.v16i2.62205.
- Shan S, Zhou Z, Cen K (2019). An innovative integrated system concept between oxy-fuel thermo-photovoltaic device and a Brayton-Rankine combined cycle and its preliminary thermodynamic analysis. *Energy Conversion and Management* 180:1139-1152. doi:10.1016/j.enconman.2018.11.040.
- Yari M (2010). Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable Energy* 35(1):112-121. doi:10.1016/j.renene.2009.07.023.
- Živić M, Galović A, Virag Z (2014). Detailed analysis of the effect of the turbine and compressor isentropic efficiency on the thermal and exergy efficiency of a Brayton cycle. *Thermal Science* 18(3):843-852. doi:10.2298/TSCI1403843Z.
- Živić M, Galović A, Avsec J, Holik M (2016). Eksergijska analiza Braytonovog ciklusa s promjenjivim fizikalnim svojstvima i promjenjivim sastavom radne tvari. *Tehnicki Vjesnik* 23(3):801-808. doi:10.17559/TV-20160208112755.

Addendum

Nomenclatura

Símbolos	
C_p	Calor específico a presión constante (kJ/kg-K)
g	Aceleración gravedad (m/s ²)
h	Entalpía específica (kJ/kg)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)
\dot{Q}	Potencia calorífica (kW)
T	Temperatura (°C, K)
v	Velocidad (m/s)
\dot{W}	Potencia (kW)
Z	Altura (m)

Subíndices	
0	Estado de referencia
1...14	Estados
$c1, c2$	Compresores 1 y 2
e	Entrada
in	Intercambiador de calor
out, s	Salidas
$t1$ y $t2$	Turbinas 1 y 2

Letras griegas	
η	Eficiencia (-)