

Modelado y simulación de una planta geotérmica de ciclo binario de 300 kWe

Víctor Manuel Ambriz Díaz¹, Carlos René Ramírez Ferreira¹, Carlos Rubio Maya², Crisanto Mendoza Covarrubias² y José Martín Medina Flores².

¹Estudiante de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería Mecánica, UMSNH.

²Grupo de Eficiencia Energética y Energías Renovables (GREEN-ER), Facultad de Ingeniería Mecánica, UMSNH. Correo: vambriz@umich.mx

Resumen

La energía geotérmica es una alternativa importante para la generación de energía eléctrica, en especial mediante el uso de recursos de media y baja entalpia, siendo los ciclos binarios ampliamente utilizados para aprovechar recursos geotérmicos de este tipo. Sin embargo, debido a la diversidad de condiciones termodinámicas de los recursos geotérmicos, es muy difícil estandarizar la tecnología. Así, en este trabajo se presenta el modelado termodinámico y simulación de una planta de ciclo binario de 300 kWe mediante el software EES, con objeto de determinar los parámetros de comportamiento de la planta bajo diferentes condiciones termodinámicas del fluido geotérmico y de operación a carga parcial. El modelo se desarrolla con base en el área de transferencia de calor para diferentes temperaturas en el evaporador del ciclo binario. Se evalúa el flujo óptimo de isopentano y analiza la influencia del cambio de la temperatura “pinch-point” en el evaporador. Finalmente, se estima el cambio en la producción de potencia de la planta ciclo binario modificando el flujo y temperatura del fluido geotérmico que ingresa al evaporador de la planta.

Palabras clave: Ciclo binario, programa EES, modelado, simulación, *pinch-point*.

Modeling and simulation of a 300-kWe binary-cycle geothermal power plant

Abstract

Geothermal energy is an important alternative for power generation, particularly by using low- and medium-enthalpy resources. Binary cycles are being widely used to use geothermal resources of this type. However, due to the diversity of thermodynamic conditions of geothermal resources, it is very difficult to standardize this technology. Therefore, in this paper the thermodynamic modeling and simulation of a binary-cycle plant of 300 kWe using the EES software is presented, with the objective of determine the plant performance parameters under different thermodynamic conditions of the geothermal fluid and partial load operation. The model is developed based on the heat transfer area for different temperatures of the evaporator of the binary cycle. The optimal flow of isopentane is assessed as well as the influence of the pinch-point temperature change in the evaporator. Finally, the change in power output of the binary cycle power plant is estimated by modifying the flow and temperature of the geothermal fluid entering the evaporator of the plant.

Keywords: Binary cycle, EES program, modeling, simulation, pinch-point.

1 Introducción

El incremento del consumo de energía en años recientes ha generado un gran interés en el planteamiento del ahorro de energía (Li et al., 2012). Dado el reciente aumento de atención del público sobre el cambio climático, hay una necesidad de sistemas amigables con el ambiente (Shafiullah et al., 2012). El uso de energías renovables se ha convertido en una opción importante (Cong, 2013). La energía geotérmica, como fuente de electricidad o de calor, tiene un enorme potencial como una energía renovable (Johnston et al., 2011).

La energía geotérmica es abundante y renovable, pero sólo una fracción muy pequeña se puede utilizar actualmente (Gallup, 2009). Colateralmente, la geotermia de media entalpía (100-150°C) presenta un gran potencial que aún no ha sido muy explotado. Este potencial puede ser utilizado en numerosas aplicaciones, entre ellas la producción de potencia mediante la tecnología ORC (Ciclo Rankin Orgánico) (Schuster et al., 2009). Franco y Villani (2009) discuten la explotación de los campos geotérmicos dominados por agua a bajas temperaturas y presentan una metodología para la optimización de las plantas ORC. Kontoleontos et al. (2008) recomiendan los ORC y algunos fluidos de trabajo para los recursos geotérmicos de baja temperatura.

Queda mucho por hacer en la tecnología ORC/ciclo binario operando mediante energía geotérmica, especialmente para la explotación de recursos de baja entalpía. Debido a la gran variabilidad de los recursos disponibles es muy difícil estandarizar la tecnología. El problema consiste en que se presentan diversas variables como el fluido de trabajo, las superficies de transferencia de calor y los equipos auxiliares, por ejemplo. Por su parte, la generación de electricidad a partir de recursos geotérmicos es conveniente si la temperatura de los recursos geotérmicos es superior a 130°C (Franco, 2011). Campos Rodríguez et al. (2013) abordan el análisis termodinámico, por primera y segunda ley de la termodinámica, de un ORC para la producción de energía a través de energía geotérmica. Con la finalidad de encontrar un mejor desempeño del ciclo térmico se evaluaron 15 diferentes fluidos de trabajo.

Uno de los componentes que influyen más en el comportamiento del ciclo es el intercambiador de calor (condensador-evaporador). Los intercambiadores de calor son dispositivos que operan mediante dos fluidos donde uno cede calor y el otro lo absorbe. Existen varios tipos de intercambiadores de calor en función del flujo: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. Los evaporadores y condensadores de un ORC son básicamente intercambiadores de calor. El propósito del análisis térmico de un intercambiador de calor es determinar el área de transferencia de calor. Los cálculos de evaluación del comportamiento (rendimiento) pueden llevarse a cabo cuando se conocen las características del intercambiador y se desea determinar el calor transferido, las caídas de presión y las temperaturas de los fluidos a la salida del intercambiador. Para esto son aplicables dos métodos: el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT) y el método ε -NTU. El uso de la DMLT ha originado inconvenientes en diversas aplicaciones, tales como programas de simulación de procesos, análisis dinámico y diseño de control de intercambiadores de calor a través de modelos de parámetros agrupados que usan la DMLT como fuerza impulsora, siendo la forma indeterminada de la DMLT una

de las principales causas. Para evitar los inconvenientes de la DMLT la literatura sugiere varias aproximaciones: aproximación de Underwood (en 1970), aproximación de Paterson (en 1984) y aproximación de Cheng (en 1987), siendo las más utilizadas la aproximación de Paterson y la aproximación de Cheng (Rubio-Maya et al., 2009).

Kontoleontos et al. (2008) analizan los componentes de un ORC y modelan el condensador e intercambiador de calor con el objetivo de maximizar la eficiencia global de conversión y reducir al mínimo el costo de la planta, que se representa como minimizar la superficie de los intercambiadores. Finalmente se obtiene la eficiencia máxima de la planta y el costo mínimo. En un ORC el desempeño está limitado por las temperaturas de operación, la temperatura crítica del fluido de trabajo y la temperatura ambiente. De acuerdo al segundo principio de la termodinámica, dichas temperaturas influyen notablemente en el rendimiento térmico del ciclo (Quoilin et al., 2011). Entre mayor sea la cercanía de ambas temperaturas mayor será la eficiencia del ciclo. Dicha diferencia de temperaturas está dada por el delta *pinch-point* de temperatura.

El análisis del *pinch-point* se puede adaptar a fin de ayudar en el diseño de las primeras etapas del ORC. Normalmente se utiliza en la determinación de los parámetros de trabajo de los intercambiadores de calor, y puede ser empleado para mejorar la transferencia de calor entre la fuente de calor y los fluidos de trabajo del sistema ORC. Por lo anterior Ryms et al. (2013) realizaron un algoritmo que permite la estimación rápida de la recepción de calor posible por el fluido de trabajo específico, y como resultado se tiene una estimación rápida de los límites superiores de la potencia eléctrica y la eficiencia global de la conversión. El *pinch-point* influye en el intercambio de calor al afectar las temperaturas de evaporación y condensación del fluido orgánico, además de jugar un papel importante en la relación costo-beneficio de la planta (Srinivasan et al., 2010).

2 Nomenclatura

cp	Calor específico a presión constante, $kJ/kg\ K$
E	Energía, kJ
g	Aceleración de la gravedad, m/s^2
h	Entalpia, kJ/kg
m	Masa, kg
\dot{m}	Flujo másico, kg/s
\dot{Q}	Calor, kW
T	Temperatura, $^{\circ}C$
t	Tiempo, s
v	Velocidad, m/s
\dot{W}	Trabajo, kW
z	Altura, m

Subíndices

<i>B</i>	Bomba
<i>e</i>	Entrada, electricidad
<i>CON</i>	Condensador
<i>EVP</i>	Evaporador
<i>ML</i>	Media logarítmica
<i>s</i>	Salida
<i>VC</i>	Volumen de control

Letras griegas

η	Eficiencia
Δ	Variación o cambio

3 Descripción de la planta y suposiciones

La planta geotérmica de ciclo binario tiene una potencia nominal de 300 kWe, y consta básicamente de cinco dispositivos: evaporador, turbina, generador, condensador y bomba. La Figura 1 (todas las figuras se presentan al final del texto) muestra el esquema de la planta. La planta también utiliza una torre de enfriamiento para lograr que el fluido de trabajo cambie de fase de vapor a líquido. La torre de enfriamiento envía agua de enfriamiento al condensador a 21°C y se retorna a 27°C. Dentro de los parámetros de funcionamiento, la planta está condicionada a operar en el evaporador a una temperatura de entrada de 150°C y a 100°C de salida, a fin de lograr un mejor desempeño. La Tabla 1 muestra los parámetros de la planta, proporcionados por el fabricante.

Datos de partida	Valor
Temperatura del ambiente (°C)	25
Temperatura del agua a la entrada (°C)	150
Temperatura del agua a la salida (°C)	100
Flujo másico de agua (t/h)	75
Temperatura del agua de enfriamiento a la entrada (°C)	21
Temperatura del agua de enfriamiento a la salida (°C)	27

Tabla 1. Datos de fábrica de la planta de ciclo binario de 300 kWe.

Se asumió un área de transferencia de calor ya conocida y se supuso la temperatura de entrada del isopentano al evaporador, a fin de obtener la temperatura del isopentano a la salida del evaporador por medio de la diferencia media logarítmica de temperaturas (ΔT_{ML}). También se planteó una temperatura a la salida del condensador 10°C mayor a la temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador. En lo que respecta a parámetros utilizados en algunos equipos, la Tabla 2 presenta un listado de las suposiciones adoptadas.

Datos de partida	Valor
Pinch-point del condensador (°C)	10
Eficiencia de turbina	0.85
Eficiencia de bomba	0.89
Eficiencia del generador	0.91
Coeficiente de transferencia de calor evaporador (kW/m ² ·°C)	1.6
Coeficiente de transferencia de calor condensador (kW/m ² ·°C)	2

Tabla 2. Datos asumidos para el análisis del ciclo binario de 300 kWe.

4 Análisis termodinámico

Para la obtención de los parámetros primeramente se debe realizar un análisis del ciclo binario que es el que engloba entre sus dispositivos el evaporador y condensador (ver Figura 1). Para un análisis completo del sistema es necesario desglosarlo, es decir, los balances de masa y energía se obtienen analizando un volumen de control de cada equipo. Las ecuaciones empleadas para la solución del sistema son las del balance de masa y balance de energía. El balance de masa del sistema se puede determinar mediante la Ecuación (1).

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_e \dot{m} - \sum_s \dot{m} \quad (1)$$

En el caso de la determinación de los flujos de calor y trabajo, se utiliza el primer principio de la termodinámica, Ecuación (2).

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

Para el análisis termodinámico se utilizan las ecuaciones (1) y (2). Estas se aplican a cada equipo que conforma el ciclo. A continuación se muestra el balance de energía y de materia para cada equipo:

- Turbina de vapor (TV):

$$\dot{W}_e = \dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 \quad (3)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (4)$$

- Condensador:

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 \quad (5)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (6)$$

- Bomba:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_6 h_6 \quad (7)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_6 \quad (8)$$

- Evaporador:

$$\dot{m}_1 c p \Delta T = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_3 h_3 \quad (9)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (10)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (11)$$

Mediante las ecuaciones anteriores se puede determinar el comportamiento del ciclo. Sin embargo, este ciclo funciona mediante dos fluidos. Uno es el isopentano, que es el fluido que circula en el ciclo, y el fluido que activa el ciclo es un fluido geotérmico. El calor de aporte del fluido geotérmico se determina mediante la Ecuación (12):

$$\dot{Q}_{EVP} = \dot{m}_1 c p \Delta T \quad (12)$$

Para la evaluación del área de transferencia se utiliza la Ecuación (13), en la que interfiere la DMLT y el coeficiente global de transferencia de calor.

$$\dot{Q} = U A \Delta T_{ML} \quad (13)$$

La DMLT es función de las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos que intervienen en el intercambio de calor en el evaporador y se define mediante la Ecuación (14).

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (14)$$

Finalmente, la eficiencia del ciclo se evalúa mediante la Ecuación (15):

$$\eta_{ciclo} = \left[1 - \frac{\dot{Q}_{CON}}{\dot{Q}_{EVP}} \right] * 100 \quad (15)$$

En la resolución del modelo termodinámico se empleó el software EES para facilitar cálculos y realizar variaciones de algunos parámetros.

5 Resultados

La variación de la temperatura del fluido geotérmico a la entrada del evaporador se ve reflejada en la temperatura del isopentano a la salida del evaporador y/o a la entrada de la turbina del ciclo. La Tabla 3 muestra la variación de la temperatura del isopentano a la salida del evaporador en función de la

temperatura del fluido geotérmico que ingresa al mismo. Como se puede apreciar en la Figura 2, se presenta una condición mediante la cual se obtiene un mejor desempeño en la temperatura del isopentano.

T_1 [°C]	T_4 [°C]
150	76.98
148.9	79.1
147.8	81.17
146.7	83.18
145.6	82.56
144.4	81.44
143.3	80.33
142.2	79.22
141.1	78.11
140	77

Tabla 3. Variación de la temperatura del isopentano a la salida del evaporador.

La temperatura del fluido geotérmico en el evaporador no sólo afecta la temperatura del fluido de trabajo (isopentano), sino que también influye notablemente en otros parámetros de la planta, entre ellos el flujo mísico, la potencia y la eficiencia del ciclo son algunos de estos parámetros. En la Tabla 4 se presentan las variaciones de los parámetros de operación de la planta de 300 kWe en función de la variación de la temperatura del fluido geotérmico que ingresa al evaporador.

T_1 [°C]	m [kg/s]	W_N [kW]	Δ_{pp} [°C]	η_{CICLO} [%]	η_{CARNOT} [%]
150.0	11.330	312.5	35.41	8.441	29.55
146.7	10.310	325.3	29.98	9.400	28.99
143.3	9.648	285.7	30.99	9.018	28.42
140.0	9.006	243.7	32.73	8.490	27.85
136.7	8.350	203.9	34.57	7.940	27.26
133.3	7.679	166.7	36.53	7.365	26.66
130.0	6.994	132.0	38.61	6.766	26.05
126.7	6.292	100.1	40.80	6.139	25.44
123.3	5.574	71.11	43.11	5.485	24.81
120.0	4.838	45.27	45.55	4.802	24.17

Tabla 4. Variación de los parámetros de la planta en función de la temperatura del fluido geotérmico.

Para tener una interpretación más sencilla de la variación de los parámetros de la planta binaria, estos datos fueron esquematizados. En las figuras 3 a la 6 se presentan de forma gráfica las variaciones de los

parámetros de la planta en función de la corriente de alta temperatura que entra al evaporador del ciclo. Como se ha mencionado, se presenta a una cierta temperatura ($T=146.7^{\circ}\text{C}$) del fluido geotérmico, a la cual la planta binaria ofrece un mejor desempeño.

La finalidad del análisis de la planta ciclo binario es predecir su comportamiento en función de la variación de las condiciones del fluido geotérmico. Los parámetros del fluido geotérmico que provocan cambios en el comportamiento de la planta son el flujo másico y la temperatura del recurso geotérmico, por lo que la Figura 7 muestra la variación de la potencia en función de temperatura y flujo másico del fluido geotérmico. Como se ve en esta figura, al incrementar el flujo másico del fluido geotérmico se puede obtener un incremento en la producción de potencia de la planta incluso disminuyendo la temperatura del fluido.

6 Conclusiones

Mediante el modelado termodinámico y la simulación de la planta geotérmica se pueden predecir parámetros de diseño de la planta que no vienen especificados en su placa de datos. La evaluación de los parámetros permite conocer las prestaciones de la planta y en un futuro realizar modificaciones a la misma para mejorar su desempeño. Por otra parte, el análisis del *pinch-point* permite saber la temperatura óptima para que haya transferencia de calor de la corriente caliente a la fría y el flujo óptimo de isopentano para llevar a cabo dicha transferencia, además de obtener el calor necesario para activar el evaporador. Al obtener la transferencia de calor en el evaporador se puede evaluar el área que requiere esta energía. Al mantener el área de transferencia de calor fija en el evaporador, el desempeño de la planta depende de las condiciones a la salida del pozo geotérmico, por lo que el fluido geotérmico es el que aporta el calor necesario para elevar la temperatura del isopentano. De misma forma, se tiene que considerar el calor que se disipa en el condensador. Finalmente, si se aumenta el flujo de agua geotérmica en el evaporador se puede obtener una mayor producción de potencia en la planta, aun cuando el fluido geotérmico presente una menor temperatura.

7 Referencias

- Campos Rodríguez, C.E. et al., 2013. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), pp.109–119. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431112007259> [Accessed August 21, 2013].
- Cong, R.G., 2013. An optimization model for renewable energy generation and its application in China: A perspective of maximum utilization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 17, pp.94–103. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032112005023> [Accessed August 21, 2013].
- Franco, A., 2011. Power production from a moderate temperature geothermal resource with regenerative Organic Rankine Cycles. *Energy for Sustainable Development*, 15(4), pp. 411–419.

Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S097308261100041X> [Accessed August 21, 2013].

Franco, A., and M. Villani, 2009. Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields. *Geothermics*, 38(4), pp.379–391. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0375650509000480> [Accessed August 21, 2013].

Gallup, D.L., 2009. Production engineering in geothermal technology: A review. *Geothermics*, 38(3), pp. 326–334. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0375650509000212> [Accessed August 19, 2013].

Johnston, I.W., G.A. Narsilio, and S. Colls, 2011. Emerging geothermal energy technologies. *KSCE Journal of Civil Engineering*, 15(4), pp.643–653. Available at: <http://link.springer.com/10.1007/s12205-011-0005-7> [Accessed August 21, 2013].

Kontoleontos, E. et al., 2008. Optimized geothermal binary power cycles. , 10(5), pp.1228–1232.

Li, Y.-R., J.-N. Wang, and M.-T. Du, 2012. Influence of coupled pinch-point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle. *Energy*, 42(1), pp.503–509. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544212002095> [Accessed August 11, 2013].

Quoilin, S. et al., 2011. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31(14-15), pp. 2885–2893. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431111002663> [Accessed August 8, 2013].

Rubio-Maya, C. et al., 2009. Aproximaciones de la diferencia media logarítmica de temperatura (DMLT) en problemas de optimización matemática, aplicación al problema CGAM 1. *Memorias del XV congreso internacional anual de la SOMIM*, pp. 1024–1030.

Ryms, M., T. Pyś, and E. Klugmann-Radziemska, 2013. Adapting the pinch-point analysis to improve the ORC design process.

Schuster, A. et al., 2009. Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 29(8-9), pp. 1809–1817. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431108003645> [Accessed August 20, 2013].

Shafiullah, G.M. et al., 2012. Prospects of renewable energy – a feasibility study in the Australian context. *Renewable Energy*, 39(1), pp.183–197. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0960148111004599> [Accessed August 21, 2013].

Srinivasan, K.K., P.J. Mago, and S.R. Krishnan, 2010. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle. *Energy*, 35(6), pp.2387–2399. Available at: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544210000721> [Accessed August 21, 2013].

Figuras

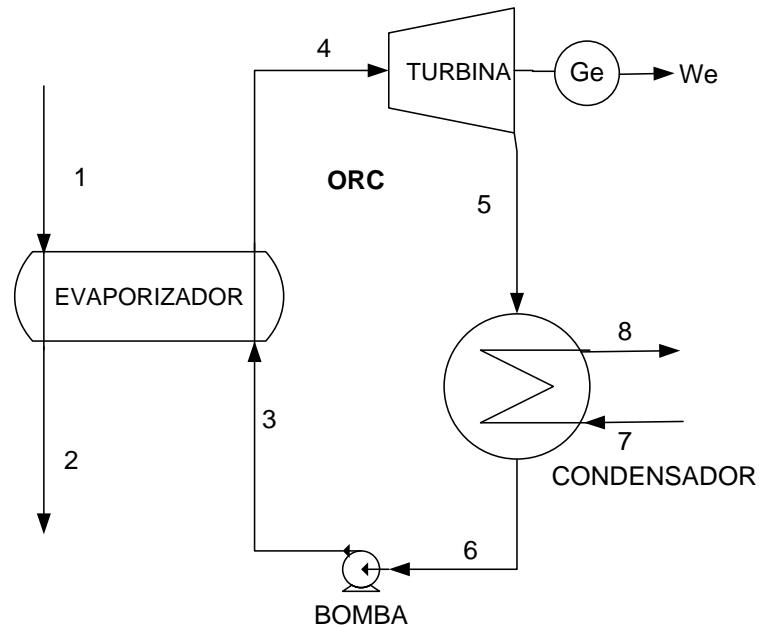


Figura 1. Diagrama del ciclo ORC.

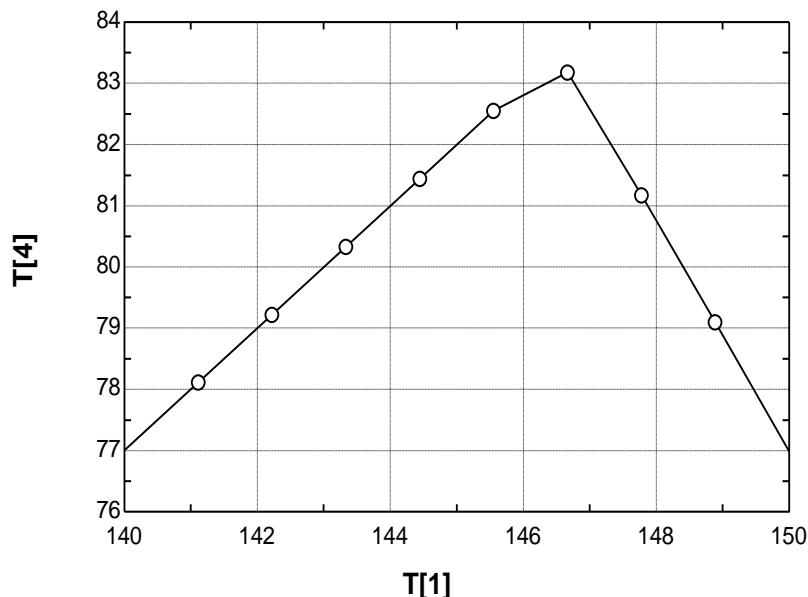


Figura 2. Variación de la temperatura del isopentano en el evaporador.

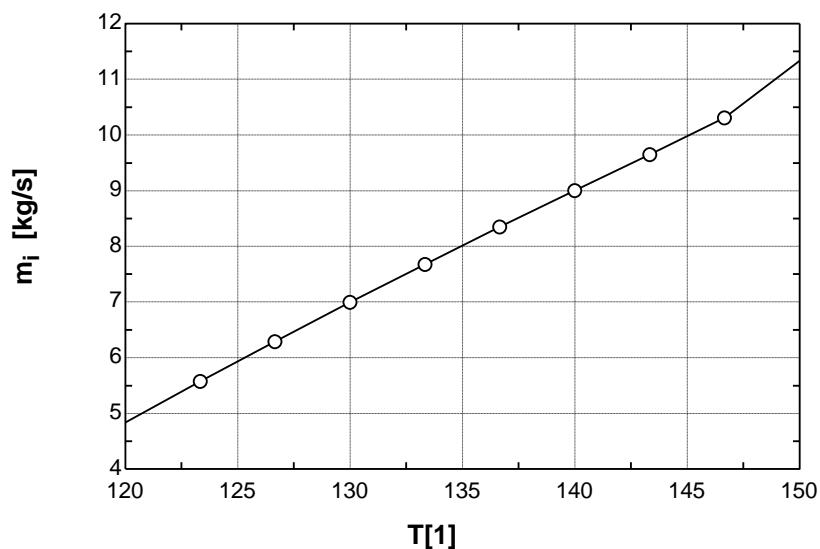


Figura 3. Variación del flujo de isopentano en función de la temperatura de entrada al evaporador.

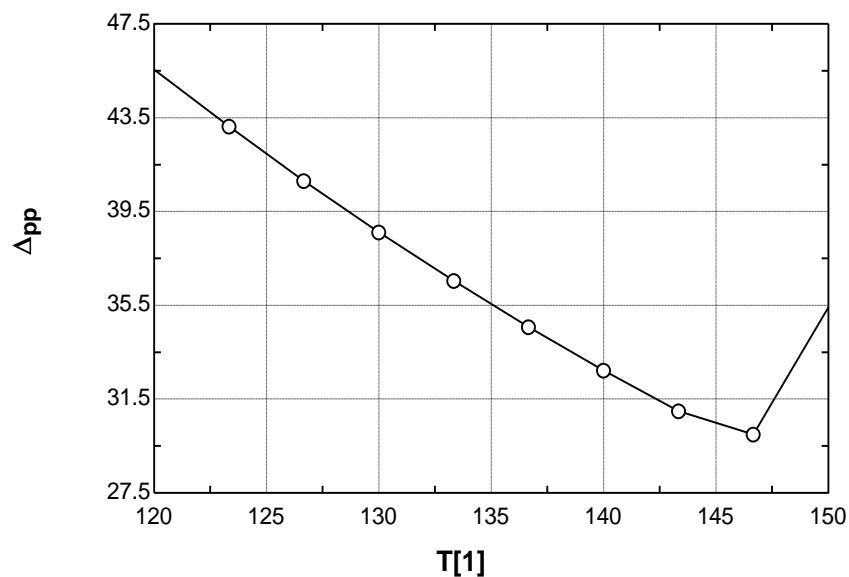


Figura 4. Variación del delta pinch de temperatura en función de la temperatura de entrada al evaporador.

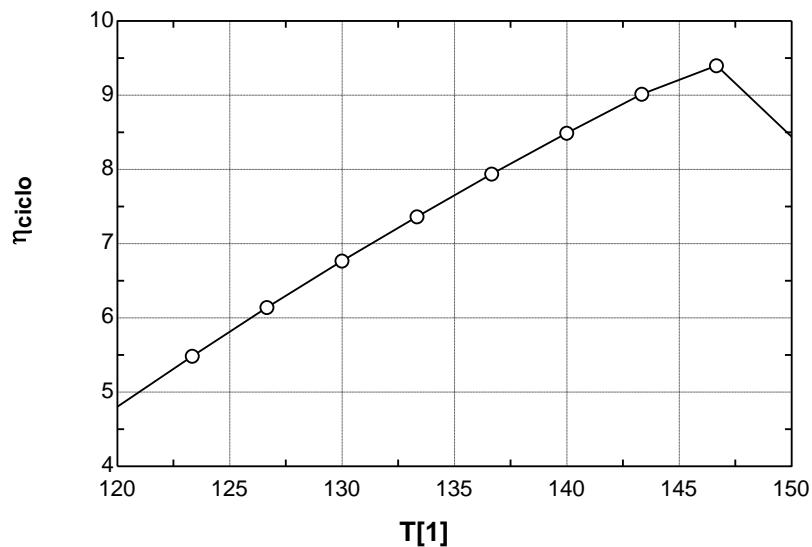


Figura 5. Variación de la eficiencia del ciclo en función de la temperatura de entrada al evaporador.

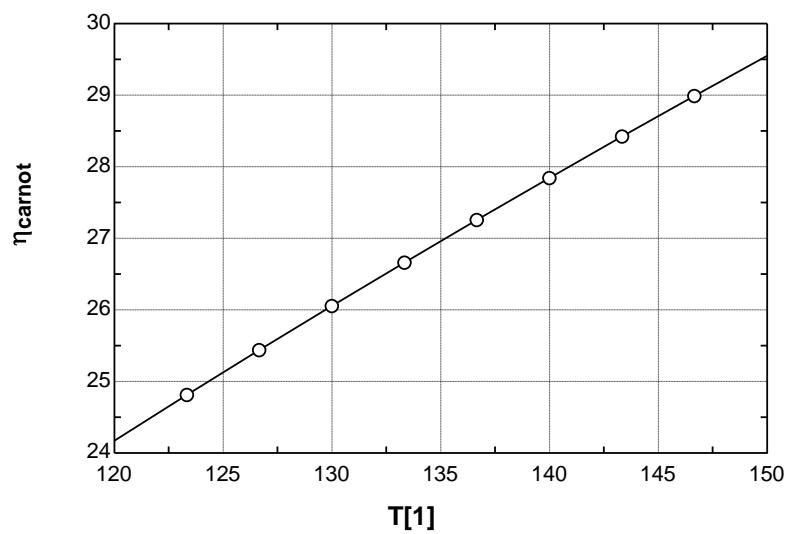


Figura 6. Variación de la eficiencia de Carnot en función de la temperatura de entrada al evaporador.

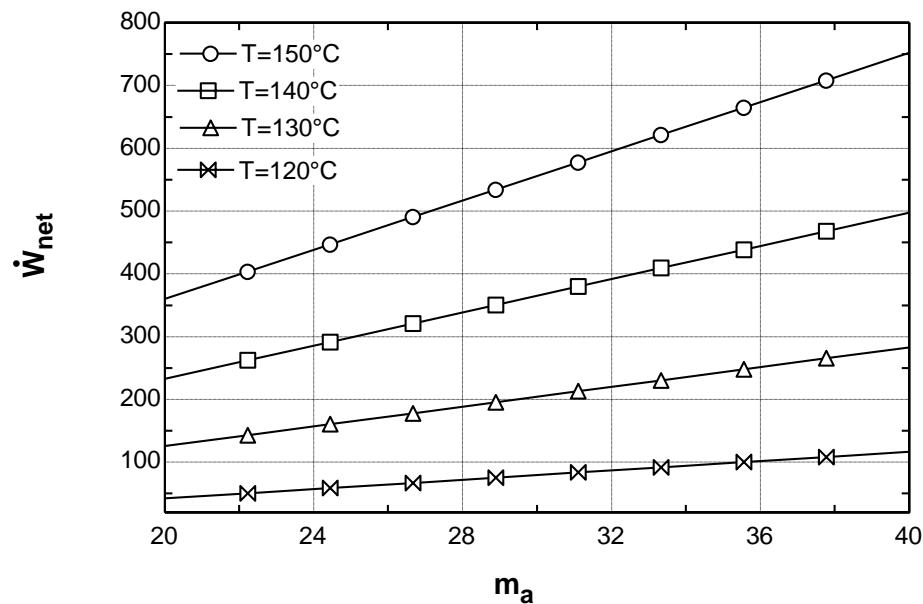


Figura 7. Variación de la producción de potencia a una cierta temperatura y en función del flujo de agua a la entrada del evaporador.