

Evaluación de los parámetros de diseño de una planta de ciclo binario de 300 kWe

Carlos René Ramírez Ferreira¹, Víctor Manuel Ambriz Díaz², Carlos Rubio Maya², Crisanto Mendoza Covarrubias² y Jesús Martínez Patiño².

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: sitec.vu@live.com.mx

Resumen

El uso de los recursos geotérmicos de media entalpía es una opción cada vez más atractiva para generar energía eléctrica mediante el uso de ciclos binarios o Ciclos Rankine Orgánicos (ORC). Sin embargo, es necesario entender el comportamiento termodinámico de esos ciclos para aprovechar de manera más eficiente los recursos geotérmicos de entalpía media. Este trabajo muestra el procedimiento para determinar los datos de diseño de una planta de ciclo binario de 300 kWe de potencia, con isopentano como fluido de trabajo, y con esta información desarrollar un modelo de simulación de la planta. Para determinar el flujo de isopentano se llevó a cabo una simulación para diferentes temperaturas a la salida del evaporador. Las condiciones de presión a la descarga de la turbina se obtienen de manera similar, implementando un modelo termodinámico en el condensador. A partir de esta información se obtuvieron los parámetros termodinámicos del ciclo. Los principales parámetros obtenidos son: la potencia neta generada, el área de transferencia de calor del evaporador y del condensador y el rendimiento térmico del ciclo. Se presenta también el efecto del cambio de temperatura en el evaporador, evaluando el flujo óptimo de isopentano. Mediante el procedimiento empleado se pueden obtener parámetros de diseño de la planta que no vienen especificados en su placa de datos. La evaluación de estos parámetros hace posible que en un futuro se hagan modificaciones que permitan un mejor desempeño al ciclo de 300 kWe.

Palabras clave: Ciclo binario, plantas geotérmicas, parámetros de diseño, termodinámica, modelo de simulación de planta.

Assessment of design parameters of a 300 kWe binary cycle power plant

Abstract

Using low and medium enthalpy geothermal resources is an increasingly attractive option for power generation by using binary cycles or Organic Rankine Cycle (ORC). However, it is necessary to understand the thermodynamic behavior of these cycles to use more efficiently medium enthalpy geothermal resources. This paper shows the procedure for determining the design data of a 300 kWe binary cycle power plant, with isopentane as working fluid, and for developing a simulation model of the plant based on that information. In order to determine the mass flow of isopentane, a simulation for different temperatures at the evaporator outlet was carried out. The pressure conditions at the turbine exit are similarly obtained, by implementing a thermodynamic model of the condenser. The simulation process allowed obtain the design parameters and thermodynamic values of the cycle. The main parameters obtained are: the net power, the heat transfer area of evaporator and condenser, and the thermal efficiency of the cycle. It was also determined the effect of the temperature change on the evaporator, assessing the optimal flow of isopentane. Applying this methodology and the proposed procedure it is possible to know design parameters of the power plant that are not specified in its

nominal data plate. The evaluation of these parameters allows future modifications in order to identify the main variables affecting the performance of the binary cycle.

Keywords: Binary cycle, geothermal power plants, design parameters, thermodynamics, plant simulation model.

1 Introducción

Debido al rápido incremento en el consumo de energía en años recientes, la definición de cómo utilizar de manera efectiva los recursos energéticos ha sido un tema atractivo y de interés (Li et al., 2012). La temperatura de evaporación y condensación son los dos principales parámetros de control que tienen impacto en el desempeño del ciclo binario. De acuerdo a la segunda ley de la termodinámica, ambas temperaturas conducen a un incremento en la eficiencia térmica del sistema (Quoilin et al., 2011). Sin embargo, las temperaturas de evaporación y de condensación están restringidas por la temperatura crítica del fluido de trabajo y la temperatura ambiente.

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea, removiendo calor de un punto a otro de manera específica en una determinada aplicación. Existen varios tipos de intercambiadores de calor en función del flujo: flujo paralelo, contraflujo y flujo cruzado. Los evaporadores y condensadores son básicamente intercambiadores de calor ya que operan mediante dos fluidos: uno que cede calor y otro que lo absorbe. El propósito del análisis térmico de un intercambiador de calor (o de una red de intercambiadores de calor) es determinar el área de transferencia de calor. Los cálculos de evaluación del comportamiento (rendimiento) se llevan 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 ello son aplicables dos métodos: el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT) y el método ε -NTU (Rubio-Maya et al., 2009).

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. La principal causa de tales inconvenientes es la forma indeterminada de la DMLT, pero para evitarlos la literatura sugiere varias aproximaciones como la de Underwood (en 1970), la de Paterson (en 1984) y la de Cheng (en 1987), siendo más utilizadas las dos últimas.

El “pinch point” se puede adaptar para ayudar en las primeras etapas de diseño de sistemas ORC. Normalmente se utiliza en la determinación de los parámetros de trabajo de los intercambiadores de calor para mejorar la transferencia de calor entre el fluido caliente y el fluido de trabajo (Ryms et al., 2013). No sólo influye en las temperaturas de evaporación y condensación sino que juega un rol esencial en el costo-beneficio del sistema (Srinivasan et al., 2010). Hay una gran cantidad de investigaciones asociadas con la optimización en plantas de ciclo binario, pero rara vez se detalla la

influencia del *pinch point*. Su identificación y análisis asociado se vuelve importante inclusive si los rangos de capacidad de las corrientes son aproximadamente constantes (Nellis & Klein, 2009).

2 Nomenclatura

c_p	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

B	Bomba
e	Entrada
CON	Condensador
EVP	Evaporador
ML	Media logarítmica
s	Salida
T	Turbina
VC	Volumen de control

Letras griegas

η	Eficiencia
Δ	Variación o cambio

3 Descripción de la planta

La planta es una unidad turbogeneradora de ciclo binario con una potencia nominal de 300 kWe, que utiliza isopentano como fluido de trabajo. Los datos de diseño indican que se requieren 75 toneladas por hora (t/h) de agua geotérmica a 150°C para activar la planta, abandonándola a 100°C. Para la disipación del calor de la planta se requieren 400 toneladas por hora de agua a una temperatura de 21.1°C. Estos datos se presentan de forma resumida en la Tabla 1.

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 básicos de la planta de ciclo binario de 300 kWe.

Se consideró un *pinch point* de 10°C para el condensador. Para un análisis preliminar se asume el coeficiente global de transferencia de calor para el evaporador de 1.6 kW/m²·°C, usando agua como el recurso caliente e isopentano como el fluido de trabajo. De la misma forma se consideró un coeficiente global de transferencia de calor para un condensador tubular de 2 kW/m²·°C (Nazif et al., 2011). Las eficiencias de la turbina, la bomba y el condensador son de 0.85, 0.89 y 0.91, respectivamente. Para una primera aproximación, la potencia de la turbina se fijó en 385 kW. Estos datos supuestos se presentan en la Tabla 2.

Suposiciones iniciales	Valor
<i>Pinch point</i> del condensador (°C)	10
Eficiencia de turbina	0.85
Eficiencia de bomba	0.89
Eficiencia del generador	0.91
Potencia de turbina (kW)	385
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. Suposiciones para el análisis del ciclo binario de 300 kWe.

4 Metodología

4.1 Análisis termodinámico

Para obtener los parámetros de diseño primeramente debe realizarse un análisis del ciclo binario que engloba entre sus dispositivos el evaporador, el condensador, la bomba y la turbina. La Figura 1 (todas las figuras al final del texto) presenta el esquema del ciclo, y para entenderlo se sigue la misma metodología de solución de un ciclo Rankine simple. La Figura 2 muestra el diagrama de temperatura contra entropía que describe el comportamiento del isopentano.

Para un análisis completo del sistema es necesario desglosarlo. Los balances de masa y energía se obtienen analizando un volumen de control de cada equipo. 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 del calor y trabajo del ciclo se usa 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), que se aplican a cada equipo que conforma el ciclo. A continuación se presenta el balance de energía y de materia para cada equipo (DiPippo, 2007):

- Turbina de vapor:

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

- Condensador:

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_6 h_6 \quad (4)$$

- Bomba:

$$\dot{W}_B = \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_6 h_6 \quad (5)$$

- Evaporador:

$$\dot{m}_1 c_p \Delta T = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_3 h_3 \quad (6)$$

Mediante las ecuaciones anteriores se puede determinar el comportamiento del ciclo. Sin embargo, el ciclo funciona mediante dos fluidos: isopentano, que es el fluido que circula en el ciclo, y el fluido geotérmico, que activa el ciclo. El calor de aporte del fluido geotérmico se determina mediante la Ecuación (7):

$$\dot{Q}_{ EVP } = \dot{m}_1 c_p \Delta T \quad (7)$$

Para la evaluación del área de transferencia de calor se utiliza la Ecuación (8), en la que interfiere la diferencia media logarítmica de temperaturas, definida por la Ecuación (9), y el coeficiente global de transferencia de calor. Estas ecuaciones se aplican tanto en el evaporador como en el condensador.

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{ML} \quad (8)$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (9)$$

Además la eficiencia del ciclo viene dada por la Ecuación (10):

$$\eta_{ciclo} = \left[1 - \frac{\dot{Q}_{CON}}{\dot{Q}_{EVP}} \right] * 100 \quad (10)$$

4.2 Procedimiento de solución

En la solución del modelo termodinámico se empleó el software EES para facilitar y modificar algunos parámetros. Dentro de las suposiciones se introdujo una potencia fija de 385 kW y se supuso la temperatura del isopentano a la entrada de la turbina en 100°C con una calidad de 100%. También se planteó una temperatura a la salida del condensador de 10°C mayor a la temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador (27°C). Se siguieron los pasos siguientes en el procedimiento de solución:

- Paso 1. Para conocer el flujo de isopentano, se calculó el calor de aporte en el evaporador. Sin embargo, el calor en el evaporador es diferente al calor del lado de agua, por lo que se procedió a variar la temperatura a la salida del evaporador a fin de igualar el calor de aporte en el evaporador.
- Paso 2. Una vez obtenido el flujo de isopentano, se obtuvo el área de transferencia de calor tanto del evaporador como del condensador.
- Paso 3. Una vez obtenidos el flujo de isopentano y las áreas de transferencia de calor, se calculó el trabajo real de la turbina, así como el trabajo neto del ciclo y su eficiencia. Al final se obtuvo lo que son los parámetros de diseño de la planta.

5 Resultados

La Tabla 3 muestra la variación del flujo másico de isopentano en función de la temperatura a la salida del evaporador, el calor absorbido por el isopentano y el comportamiento frente al calor cedido por el fluido geotérmico. Al variar esta la temperatura se busca igualar la transferencia de calor del lado del agua y del lado del isopentano (ver Figura 3) y al obtener el flujo másico se tiene la diferencia de temperaturas *pinch-point* en el evaporador.

T ₄ [°C]	m [kg/s]	Q _{EVPa} [kW]	Q _{EVPi} [kW]	Q _{CON} [kW]
76.85	11.32	4491	4488	4109
76.83	11.33	4491	4489	4110
76.82	11.33	4491	4491	4112
76.81	11.33	4491	4492	4113
76.79	11.34	4491	4493	4114

Tabla 3. Variación del flujo másico en función de la temperatura.

La Tabla 4 muestra la variación del *pinch-point* en el evaporador. Esta diferencia de temperaturas es la más cercana entre la corriente de fluido caliente (el fluido geotérmico) y la del fluido frío (isopentano), y es por tanto donde ocurre la máxima transferencia de calor.

T_4 [°C]	Δpp [°C]	T_i [°C]
76.85	35.43	112.3
76.83	35.43	112.3
76.82	35.43	112.2
76.81	35.43	112.2
76.79	35.43	112.2

Tabla 4. Temperaturas en el evaporador.

En este punto el trabajo neto permanece constante (312 kW), debido a que la potencia a la salida de la turbina se supuso fija en 385 kW durante la simulación. Sin embargo, al obtener el flujo másico de isopentano fijo, se obtienen los demás parámetros como el trabajo neto real, el área de transferencia de calor para el evaporador (A_{EVP}) y el condensador (A_{CON}), entre otros, mismos que se presentan en la Tabla 5.

T_4 [°C]	W_N [kW]	A_{CON} [m ²]	A_{EVP} [m ²]
76.85	312.3	101.4	41.33
76.83	312.3	101.5	41.33
76.82	312.3	101.5	41.34
76.81	312.3	101.6	41.35
76.79	312.3	101.6	41.35

Tabla 5. Área de transferencia de calor en función de la temperatura.

Con ello se obtuvieron unas gráficas de comportamiento y para poder apreciar de una manera simple el comportamiento de las variables. La Figura 4 muestra el cambio de la temperatura *pinch-point* y el flujo másico de isopentano con respecto a la temperatura de salida del evaporador. En la Figura 5 se muestran las variaciones de las áreas del evaporador y el condensador en función de la temperatura que obtiene el isopentano a la salida del evaporador. Adicionalmente, en un ciclo de producción eléctrica es muy importante conocer la variación de la producción. Para este caso, tales variaciones de potencia y de eficiencia del ciclo se presentan en la gráfica de la Figura 6.

Finalmente la Tabla 6 muestra los datos de las propiedades termodinámicas importantes, y la Tabla 7 los parámetros de diseño de la planta obtenidos con el procedimiento propuesto.

F	h [kJ/kg]	P [kPa]	s [kJ/kg-K]	T [°C]
3	-321.9	422.2	-1.599	37.13
4	74.31	422.2	-0.4504	76.78
5	40.36	137.5	-0.4319	52.18
6	-322.5	137.5	-1.6	37.00

Tabla 6. Propiedades termodinámicas obtenidas.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Potencia neta	W_N	312	kW
Eficiencia del ciclo	η_{ciclo}	8.457	%
Superficie condensador	A_{CON}	102	m^2
Superficie evaporador	A_{EVP}	42	m^2
Flujo másico de agua	m_a	20.83	kg/s
Flujo másico de isopentano	m_i	11.33	kg/s
Flujo másico de enfriamiento	m_{cw}	111.1	kg/s

Tabla 7. Parámetros de diseño obtenidos.

6 Conclusiones

Mediante el modelado termodinámico se obtienen parámetros de diseño de la planta que no vienen especificados en su placa de datos. La evaluación de los parámetros permite que en un futuro se hagan modificaciones que mejoren el desempeño del ciclo de 300 kWe. Por otra parte, el análisis del *pinch point* permite determinar la temperatura óptima para la transferencia de calor del fluido geotérmico al fluido de trabajo (isopentano en este caso), así como el flujo óptimo de isopentano, además de obtener el calor necesario para activar el evaporador. Al mantener fija el área de transferencia de calor en el evaporador, el desempeño de la unidad depende de las condiciones del fluido a la salida del pozo geotérmico. Así, es el fluido geotérmico el que aporta el calor necesario para elevar la temperatura del isopentano. De la misma forma, se tiene que considerar el calor que se disipa en el condensador.

7 Referencias

- DiPippo, R., 2007. *Geothermal Power Plants*, Butterworth-Heinemann.
- 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 June 20, 2013].
- Nazif, H., E. Conservation, and M. Resources, 2011. Feasibility of developing binary power plants in the existing geothermal production areas.
- Nellis, G. and S. Klein, 2009. *Heat Transfer*. Cambridge University Press, Cambridge, Mass., US.
- 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/S135943111002663> [Accessed June 9, 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. Pys, and E. Klugmann-radziemska, 2013. Adapting the pinch point analysis to improve the ORC design process. *International Journal of Energy Research*, p. 12. Available at: wileyonlinelibrary.com.

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 May 23, 2013].

FIGURAS EN PÁGINAS SIGUIENTES

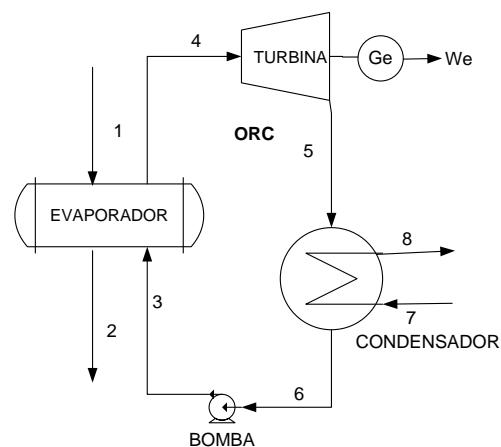


Figura 1. Diagrama del ciclo ORC.

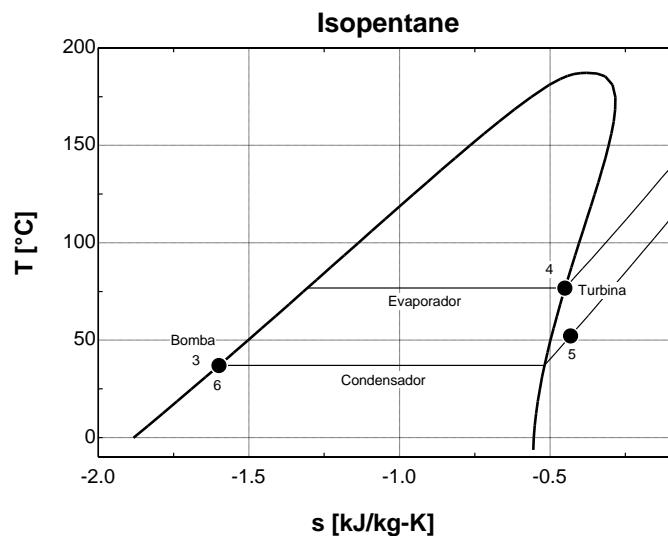


Figura 2. Diagrama DE temperatura contra entropía.

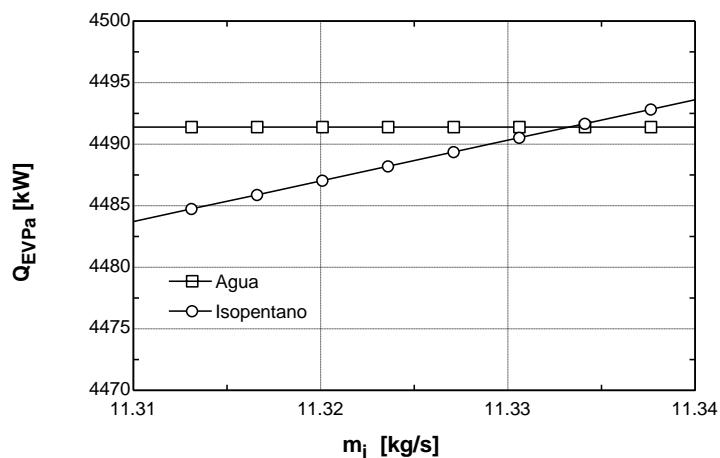


Figura 3. Variación de la transferencia de calor en función del flujo.

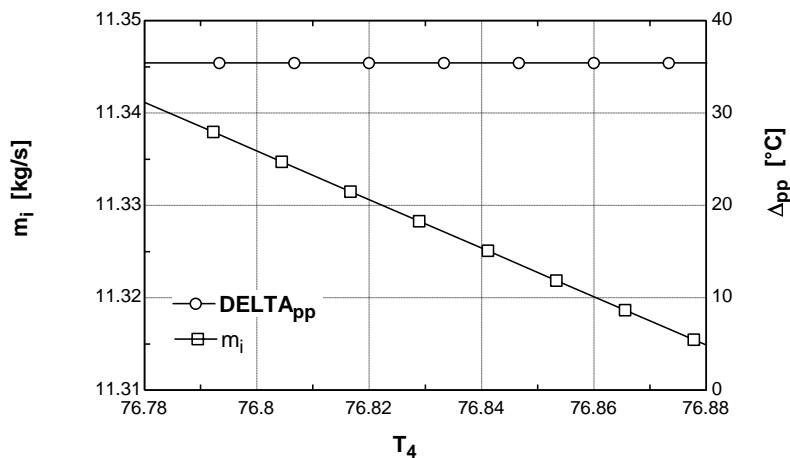


Figura 4. Variación del delta pinch-point de temperatura y el flujo de isopentano.

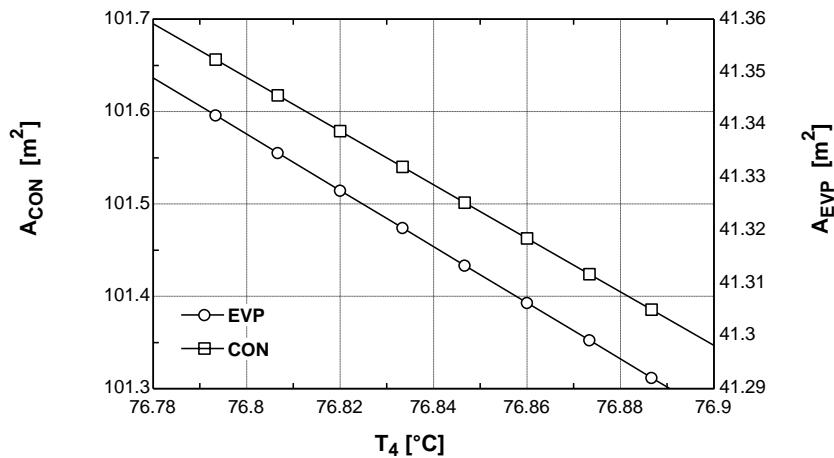


Figura 5. Variación del área del evaporador y del condensador en función de la temperatura.

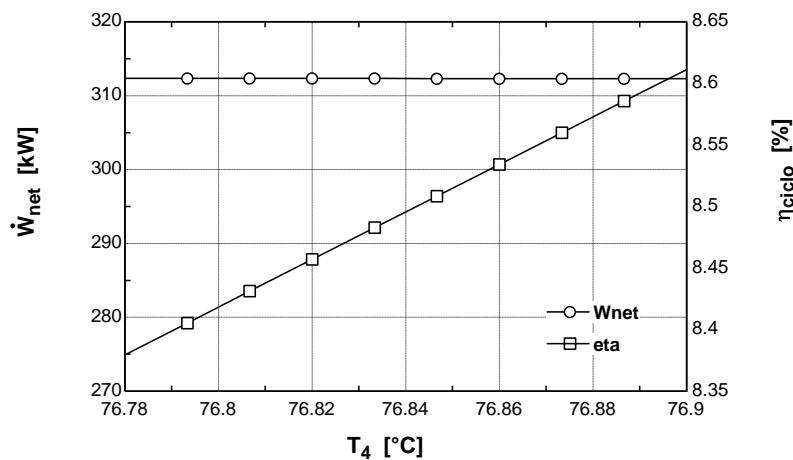


Figura 6. Variación de la potencia y la eficiencia del ciclo en función de la temperatura.