

Análisis del coeficiente global de transferencia de calor en el condensador de una central termoeléctrica tras su reconversión a ciclo híbrido

Arturo Reyes¹, Pedro Quinto², Irving Néstor Sierra^{2,3}, Gabriela Maturano^{1,2} y Luis Fernando García¹

¹ Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, Departamento de Energía, Alcaldía Azcapotzalco, CDMX, México, arturo_reyes@yahoo.com.mx, mbrielg@gmail.com, luisferjim0004@gmail.com

² Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Sección de Estudios de Posgrado e Investigación, Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada, Alcaldía Gustavo A. Madero, CDMX, México, pquintod@ipn.mx

³ ESIME-Culhuacán Instituto Politécnico Nacional, Laboratorio de Ingeniería Térmica. Av. Sta. Ana #1 000, Col. San Francisco Culhuacán, Alcaldía Coyoacán, C.P. 04440, CDMX. México, isierras@ipn.mx

Resumen

En este trabajo se presentan los resultados de la determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U) del condensador de una planta de potencia que se actualizó, pasando de una planta de potencia termoeléctrica convencional de 300 MW a una planta de potencia de ciclo híbrido de 550 MW, sin cambiar el condensador. Para realizar este trabajo se consideraron las diferentes corrientes de fluidos involucradas en el condensador. Se compararon las condiciones de operación modificadas y diseño original a 100% de carga. Los resultados muestran que el coeficiente global de transferencia de calor a las condiciones de operación modificadas es de aproximadamente la mitad del coeficiente global de transferencia de calor a las condiciones de diseño original, siendo de $1.91 \text{ kW/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ y de $3.65 \text{ kW/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$, respectivamente. La diferencia de temperatura media logarítmica resultó de $20.85 \text{ }^\circ\text{C}$ para las condiciones de operación modificadas y de $8.57 \text{ }^\circ\text{C}$ para las condiciones de diseño original. La modificación de esta planta de generación tuvo como consecuencia que la operación del condensador se modificara al operar con una mayor carga térmica en comparación con la de su diseño original.

Palabras clave— condensador, coeficiente global de transferencia de calor, ciclo híbrido.

Analysis of the overall heat transfer coefficient in a thermoelectric power plant condenser after retrofitting to a hybrid cycle

Abstract

This paper presents the results of determining the overall heat transfer coefficient (U) of the condenser in a power plant that was upgraded from a conventional 300 MW thermoelectric power plant to a 550 MW hybrid cycle power plant, without changing the condenser. The different fluid streams involved in the condenser were considered for this study. The modified operating conditions were compared with the original design conditions at 100% load. The results show that the overall heat transfer coefficient under the modified operating conditions is approximately half that of the original design conditions, being $1.91 \text{ kW/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$ and $3.65 \text{ kW/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$, respectively. The logarithmic mean temperature difference was $20.85 \text{ }^\circ\text{C}$ for the modified operating conditions and $8.57 \text{ }^\circ\text{C}$ for the original design conditions. The modification of this power plant resulted in the operation of the condenser being modified to operate with a higher thermal load compared to its original design.

Keywords— condenser, hybrid cycle, overall heat transfer coefficient.

I. INTRODUCCIÓN

El consumo de energía eléctrica es un bien que corresponde a la cobertura de diferentes servicios y actividades productivas para la población, cubriendo diversos sectores económicos del medio. La evolución económica de las diferentes regiones del mundo es un factor que influye fuertemente sobre el consumo eléctrico de cada país.

De acuerdo con la Agencia Internacional de Energía, la demanda mundial de electricidad interanual creció un 3% en 2025, tras registrar un aumento del 4.4% en 2024. A nivel de volumen total, el consumo mundial de electricidad se situó en 28,200 TWh en 2025 y se prevé que alcance los 33,600 TWh

para el año 2030. Este incremento está respaldado por una tasa de crecimiento anual promedio del 3.6% estimada para el periodo de 2026 a 2030 [1].

Con respecto a información proporcionada por la Comisión Federal de Electricidad (CFE), durante el primer trimestre de 2025, se mantuvo una capacidad instalada de 71,120 MW y una generación acumulada cercana a 59.9 TWh [2]. Actualmente, la demanda eléctrica nacional continúa creciendo debido a factores como el crecimiento poblacional, proyectos de electrificación y relocalización industrial.

Al finalizar 2024, el Sistema Eléctrico Nacional (SEN) reportó un alcance de 90,543 MW y un aumento de 1.7% con respecto a 89,007 MW, obtenidos en 2023. Asimismo, en dicho

Recibido: 20 febrero de 2026

Aceptado: 17 de julio de 2026

Publicado: 30 de julio de 2026

periodo la demanda total creció 2.3%, lo que representa un riesgo con respecto a la suficiencia del sistema eléctrico a mediano y largo plazo [3].

Mundialmente, una cantidad importante de energía eléctrica es generada aún en Centrales de Potencia Termoeléctricas de tipo Convencional, en las cuales el condensador es uno de los equipos de suma importancia.

En décadas anteriores, el criterio para diseñar las plantas de potencia y sus sistemas auxiliares se basaba en cumplir el objetivo de producir la mayor cantidad de energía eléctrica posible, junto con el mayor grado de confiabilidad; excluyendo aspectos ambientales como, el ahorro y manejo de recursos, la protección del medio ambiente. En la actualidad este enfoque ha cambiado de vertiente, la creciente conciencia sobre el agotamiento de estos recursos y la implementación de nuevas normativas han impulsado la búsqueda de un aprovechamiento con el mínimo impacto ambiental posible.

En México, el 72% de la energía eléctrica se genera a partir de las Centrales de Potencia Termoeléctricas, que incluyen las centrales de potencia convencionales (CPC) y las centrales de ciclo combinado (CCC). Para lograr ahorros de energía en la producción de electricidad mediante este tipo de Centrales Termoeléctricas se requiere que mantengan valores óptimos de operación y así también tener un menor impacto al medio ambiente. Para lograr parte de estos objetivos se repotenció una unidad de una Central de Potencia Termoeléctrica de 300 MW, a una Central de Potencia de ciclo híbrido para generar una potencia de 550 MW [2], [4]. En este caso se agregaron 3 turbinas de gas de 80 MW cada una y un recuperador de calor y se mantuvieron los equipos originales de la planta de ciclo convencional. Estos arreglos se presentan en las Fig. 1 y 2, en donde se muestra la ubicación del condensador de vapor en ambos arreglos.

En una central termoeléctrica, el condensador constituye un componente crítico dentro del ciclo termodinámico (ciclo de Rankine). El tipo de condensador más empleado en este tipo de centrales, es el que utiliza agua como fluido refrigerante y que además utiliza un circuito semi-abierto de refrigeración, integrando una torre de evaporación como sumidero del calor. La relevancia de este elemento radica en que cada uno de sus parámetros de operación tiene un impacto significativo en la eficiencia de la central térmica. Por lo tanto, es de suma importancia caracterizar sus variables de diseño y operación, como es el caso aquí presentado, analizando la influencia que tiene el mismo condensador para ambos ciclos termodinámicos.

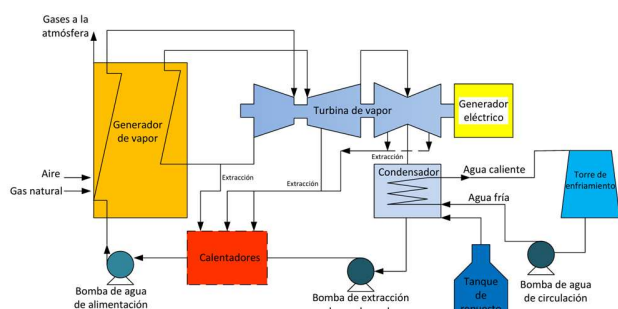


Fig. 1. Diagrama esquemático de la Central de Potencia Termoeléctrica.

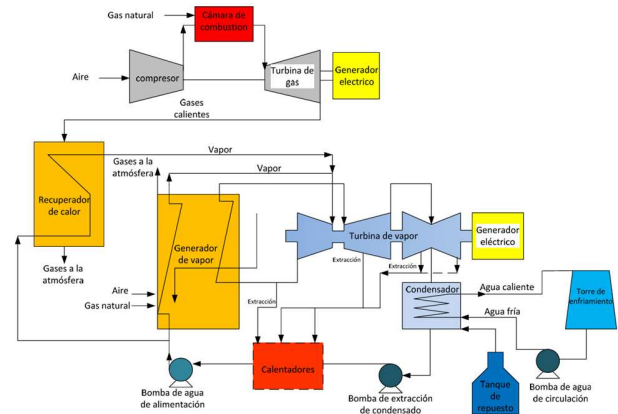


Fig. 2. Diagrama de la Central de Potencia de Ciclo Híbrido.

La incorporación mencionada anteriormente, modifica el balance térmico del ciclo de vapor original. Los gases de escape procedentes de las turbinas de gas proveen energía térmica adicional al generador de vapor por recuperación, modificando las condiciones termodinámicas del fluido de trabajo que ingresa a la turbina de vapor. Como consecuencia, tanto la entalpía como el flujo másico del vapor descargado por la turbina de baja presión experimentan un incremento.

Debido a que el condensador original se mantuvo sin modificar en su geometría ni en su superficie de transferencia de calor, queda sometido a una carga térmica superior a la considerada en las condiciones de diseño iniciales. Este aumento de la energía a disipar produce cambios en las condiciones operativas del condensador, elevando la temperatura de saturación y la temperatura de salida del agua de enfriamiento.

El objetivo del presente trabajo es calcular el coeficiente de transferencia de calor (U) del condensador operando a nuevas condiciones de operación de la Central de Potencia de Ciclo Híbrido, mediante el desarrollo de un modelo matemático en función de las principales variables del sistema. El trabajo comienza con la descripción de las características del condensador del ciclo híbrido y continúa con el desarrollo del modelo matemático para determinar el coeficiente global de transferencia de calor para las nuevas condiciones de operación; posteriormente se muestran los resultados obtenidos y se finaliza con las conclusiones de este trabajo.

II. CONDENSADORES

Las centrales térmicas de generación son las fuentes más convencionales de energía eléctrica. Debido a la importancia que poseen; han sido motivo de innumerables estudios para mantenerlas en el mejor nivel de funcionamiento.

Los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren la energía térmica siempre que exista una diferencia de temperaturas; ya sea, entre dos fluidos, entre una superficie y un fluido, o entre superficies sólidas y un fluido [5]. El condensador corresponde a un intercambiador térmico, en el cual, se pretende que el fluido que lo recorre cambie a fase líquida desde su fase gaseosa mediante el intercambio de calor (cesión de calor al exterior). En las últimas décadas, su relevancia se ha extendido, particularmente en aspectos como

la eficiencia energética, rendimiento térmico y recuperación de calor residual [6]. Los condensadores más utilizados actualmente son de tubos y coraza. Su funcionamiento se basa en el contacto cercano de dos fluidos a diferentes temperaturas para el intercambio de calor, evitando su mezcla mediante la barrera que ofrece la pared de los tubos [7], [8].

La condensación involucra el retiro del calor de vapor a través de un medio refrigerante. Este proceso se puede producir utilizando aire mediante el uso de un ventilador (aerocondensadores) o agua (esta última suele ser en circuito semi-cerrado con torre de refrigeración, o en circuito abierto proveniente de un río o del mar) [9]. Una de las zonas de mayor relevancia, es el circuito de condensación de vapor, el cual incluye sus elementos auxiliares, esto debido a que la eficiencia térmica de la central depende en gran medida de la producción de trabajo de la turbina así como de las condiciones de funcionamiento de condensador que afectan directamente al ciclo.

La eficiencia operativa se determina mediante el análisis de los gradientes térmicos, es decir la diferencia de temperaturas de entrada y salida, así como de la temperatura de saturación a la que ocurre el cambio de fase.

III. DESCRIPCIÓN DEL CONDENSADOR DEL CICLO HÍBRIDO

Los condensadores de superficie son intercambiadores de calor que están especialmente diseñados para procesar el vapor sobrecalentado de las turbinas de condensación. Operan condensado el vapor en vacío, incrementando así la eficiencia de la turbina. Son usualmente utilizados para la generación de energía en turbo generadores o turbo compresores.

El condensador principal de la central de ciclo híbrido, es un condensador de superficie horizontal, de coraza simple, de dos cajas separadas: E (east) y W (west), de dos pasos de agua de circulación en cada una de ellas. Este condensador tiene una superficie de transferencia de $12,626 \text{ m}^2$ y consta de 15,276 tubos de Material Admiralty tipo B 18 BWG, los cuales están repartidos en ambas cajas. Originalmente el condensador fue diseñado para transmitir un flujo de calor de $1,425 \times 10^6 \text{ kJ/h}$ (395 MW), a una temperatura de saturación de condensado de 42.88°C , para condensar un flujo de vapor saturado de 635,494 kg/h [4], [10], con un flujo de agua de enfriamiento de $7.192 \text{ m}^3/\text{s}$, con una temperatura de entrada y salida de la misma de 26.11°C y 39.27°C , respectivamente (ΔT de 13.16°C), una presión de entrada y salida de 1.9809 bar y 1.177 bar, respectivamente y una velocidad del agua de enfriamiento de 2.2866 m/s .

Este equipo desempeña una función importante al condensar el vapor de escape proveniente de las turbinas, lo que permite recuperar el fluido de trabajo para ser reintegrado como agua de alimentación al ciclo de las calderas. Otra función importante es la disminución de la presión de escape de la turbina, lo que se traduce en un aumento de la energía útil. En él, se extrae el

calor latente del vapor de escape. Para cumplir con estas funciones es necesaria la integración de sistemas auxiliares, tales como:

- Sistema de Enfriamiento
- Sistema de Repuesto de Condensado
- Sistema de Vapor de Sellos
- Sistema de Vapor Principal
- Sistema de Extracciones, Drenes y Venteos
- Sistema de Eyectores

En la Fig. 3 se muestra el diagrama del condensador principal de la Central de Potencia de Ciclo Híbrido, que es el mismo que se utilizó en la Central Termoeléctrica Convencional de 300 MW. Esta Central de Potencia, forma parte de la Central Termoeléctrica del Valle de México, ubicada en el municipio de Acolman Estado de México (al norte de la Ciudad de México) en el km 38.0 de la carretera transmetropolitana, tramo San Bernardino-Guadalupe Victoria. Corresponde a una de las principales fuentes de generación de energía del país y forma parte del “Sistema Interconectado Nacional”, integrándose a éste con las líneas de transmisión de 230 kV por medio de las líneas Capital 1 y 2, México 1 y 2, Oriente 1 y 2, Ecatepec 1 y 2, Mazatepec e Ixtapan, así como las líneas de transmisión Texcoco y La Manga, que se operan desde la sala de control de esta Central.

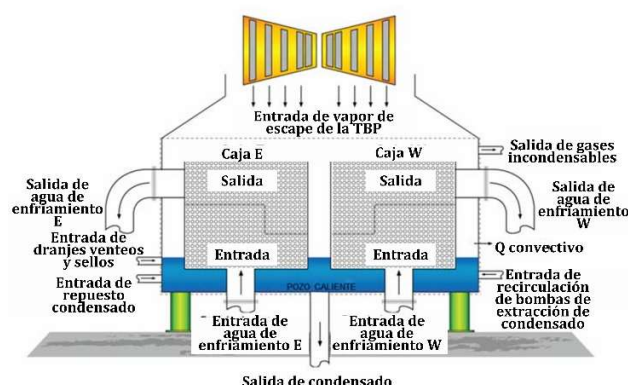


Fig. 3. Esquema del condensador principal del Ciclo híbrido.

De acuerdo con las características, se presenta un condensador de superficie de 2 cajas con 2 pasos de agua de circulación en cada caja, mismas que se encuentran comunicadas con la bomba de agua de circulación. La comunicación se encuentra a la entrada; mientras que el agua de circulación o enfriamiento sale por la parte de arriba para dirigirse por el ducto de descarga hasta la parte superior de la torre de enfriamiento. En lo que respecta a la estructura, el condensador principal consta de 15,276 tubos de Material Admiralty tipo B 18 BWG repartidos en las cajas, donde también se incluye una sección de tubos de acero inoxidable (zona de gases incondensables). Los tubos integran la comunicación de la parte frontal con la posterior de cada caja.

IV. MODELO MATEMÁTICO

En los equipos de intercambio de calor, entre los que se ubican los condensadores, se requiere realizar el cálculo de flujo de calor transmitido y para esto se requiere el concepto de coeficiente global de transferencia de calor, U , el cual se relaciona con el flujo de calor transmitido mediante la siguiente ecuación [11], [12].

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (1)$$

Donde Q es el flujo de calor transmitido, U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de la superficie de transferencia de calor y ΔT es la diferencia de temperatura entre los fluidos.

Haciendo uso de la analogía eléctrica, se puede señalar que el coeficiente global de transferencia de calor se obtiene al reducir todo el circuito eléctrico análogo a una sola resistencia total (R), la cual se relaciona con U a través de:

$$R = \frac{1}{UA} \quad (2)$$

La diferencia de temperatura media ΔT depende de la dirección del movimiento entre ambos fluidos. Para el caso de estudio, el condensador se considera como un intercambiador de calor isotérmico, porque el vapor de agua solo cambia de fase, pero no cambia de temperatura. Por ello, la diferencia de temperatura entre los fluidos se determina a partir de la diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_{ml}), quedando así la ecuación (1) como [13], [14], [15]:

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_{ml} \quad (3)$$

En donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} \quad (4)$$

Donde ΔT_a y ΔT_b representan las diferencias de temperatura en los extremos del intercambiador de calor.

La variación de la temperatura del agua de enfriamiento en el condensador, se expresa por la ecuación siguiente [16], [17], [18]:

$$\frac{T_f - T_{fe}}{T_c - T_{fe}} = 1 - \exp \left(\frac{U * A}{q_{Tf}} \right) \quad (5)$$

Donde T_f es la temperatura del agua de enfriamiento, T_{fe} es la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada, T_c es la temperatura de condensación del vapor, y q_{Tf} representa la tasa de capacidad calorífica del flujo de agua.

El valor de q_{Tf} se determina con:

$$q_{Tf} = \dot{m}_a * C_p \quad (6)$$

Donde $\dot{m}_a$ es el flujo másico del agua de enfriamiento y C_p es su calor específico a presión constante.

Finalmente, las diferencias de temperatura en los extremos (ΔT_a y ΔT_b) se calculan con las ecuaciones siguientes:

En las ecuaciones (1) a (6), A representa el área de la superficie de transferencia de calor y ΔT_a y ΔT_b se calculan con las ecuaciones siguientes:

$$\Delta T_a = T_v - T_{ag,e} = T_c - T_{f,e} \quad (7)$$

$$\Delta T_b = T_v - T_{ag,s} = T_c - T_{f,s} \quad (8)$$

Donde T_v es la temperatura del vapor a la salida de la turbina de baja presión, $T_{ag,e}$ (o $T_{f,e}$) es la temperatura del agua a la entrada, y $T_{ag,s}$ (o $T_{f,s}$) es la temperatura del agua a la salida.

V. RESULTADOS

Haciendo uso de las ecuaciones (3), (4), (5), (6), (7) y (8) y con los datos de operación de la CCH mostrados en la tabla 1, estos representan el promedio de las mediciones realizadas durante la operación del condensador, posteriormente se calculan el flujo de transferencia de calor, la diferencia de la temperatura media logarítmica y el coeficiente global de transferencia de calor (U), que se muestran en la tabla 2. De manera similar, se hacen los cálculos correspondientes para la CCC a las condiciones de diseño original. Los datos de diseño de esta Central se muestran en la tabla 3 y los resultados correspondientes se muestran en la tabla 4.

TABLA I.
DATOS DE LAS CONNDICIONES DE OPERACIÓN DE LA CCH

Variables	Resultados	Unidades
T_c	58.450	°C
$T_{f,e}$	26.52	°C
$T_{f,s}$	45.764	°C
A	12 626	m ²
$\dot{m}_{AT}$	22 541	
	256.00	kg/h
	6 261.46	kg/s
$T_c - T_{fe}$	31.930	°C
$\Delta T_a = T_c - T_{fe}$	31.930	°C
$\Delta T_b = T_c - T_{fs}$	12.686	°C
T_f	45.61	°C

TABLA II.
RESULTADOS PARA LAS DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA CCH

Variables	Resultados	Unidades
Q_{AT}	1,810,677,872.75	kJ/h
	502.94	MW
ΔT_{ml}	20.85	°C
$U * A = Q_{AT} / \Delta T_{ml}$	24,123.52	kW/°C
U_o	1.91	kW/m ² °C

TABLA III.

DATOS DE LAS CONDICIONES DE DISEÑO DE LA CCC		
Variables	Resultados	Unidades
T_c	42.800	°C
T_{fe}	26.11	°C
T_{fs}	39.27	°C
A	12 626	m ²
m_{AT}	25 889 000.00	kg/h
	7 191.39	kg/s
$T_c - T_{fe}$	16.769	°C
$\Delta T_a = T_c - T_{fe}$	16.769	°C
$\Delta T_b = T_c - T_{fs}$	3.618	°C
T_f	39.19	°C

TABLA IV.

RESULTADOS PARA LAS CONDICIONES DE DISEÑO DE LA CCC		
Variables	Resultados	Unidades
	1 421 550	
Q_{AT}	825.80	kJ/h
	394.88	MW
ΔT_{ml}	8.57	°C
$U * A = Q_{AT} / \Delta T_{ml}$	46 087.01	kW/°C
U_d	3.65	kW/m ² °C

Con los datos de las Tablas 1 y 3 se trazaron las gráficas de la figura 4, donde se muestran la variación de las temperaturas del agua de enfriamiento en el condensador para las condiciones de operación actuales y de diseño original en función de la superficie de transferencia de calor (A), de acuerdo a la ecuación (5) De la Fig. 4 se observa la diferencia que existe entre las temperatura de salida del agua de enfriamiento (T_{Ags}) a las condiciones de operación actuales (45.76 °C) y de diseño original (39.27 °C). Esto representa una diferencia de 6.49 °C mayor para las condiciones de operación actuales. Asimismo, se observa la diferencia entre la temperatura de salida del vapor de la turbina de baja presión (T_v), que es mayor para las condiciones de operación actuales (58.45 °C) que la de diseño (42.88 °C) original.

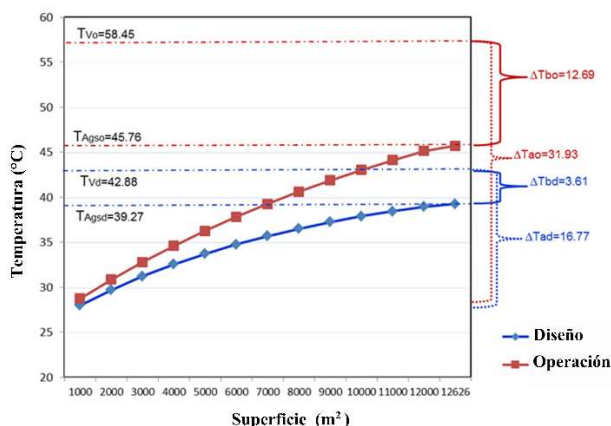


Fig. 4. Variación de la temperatura del agua de enfriamiento a condiciones de operación y diseño en función de la superficie de transferencia de calor.

En la tabla 5 se hace una comparación de los resultados obtenidos para el condensador a las condiciones de operación actuales y a las condiciones de operación originales. Se observa que la diferencia de temperaturas media logarítmica (ΔT_{ml}), es mayor para las condiciones de operación actuales que las de

diseño original en 12.28 °C, el flujo de calor que se transmite es mayor para las condiciones de operación actuales que las de diseño original, sin embargo, el coeficiente global de transferencia de calor a las condiciones de operación actuales resulta ser menor al de las condiciones de diseño. La relación entre los coeficientes globales de transferencia de calor a las condiciones de diseño y operación es: $U_d/U_o = 1.91$, lo que demuestra que el U de diseño es casi dos veces el U de operación.

TABLA V.

COMPARACIÓN DE LOS DATOS DE OPERACIÓN CONTRA DISEÑO PARA OBTENER LA RELACIÓN DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Variable	Unidades	Operación	Diseño	Operación-Diseño
ΔT_{ml}	°C	20.85	8.57	12.28
Q_{AT}	MW	502.94	394.88	108.06
U	kW/m ² °C	1.91	3.65	-1.74
U_d/U_o	-			1.91

VI. CONCLUSIÓN

A partir del análisis del coeficiente global de transferencia de calor del condensador principal del Ciclo Híbrido se observa que este, actualmente, está operando fuera de sus parámetros y condiciones de diseño a partir de la modificación que sufrió la unidad al transicionar de un ciclo convencional a un ciclo híbrido.

Al contrastar los resultados con los parámetros de diseño, se observa una caída crítica en el coeficiente global de transferencia de calor (U), el cual se ha visto reducido en un 50 %. Esto refleja que el condensador no cumple con la tasa de transferencia para la cual fue originalmente dimensionado tras la transición de la unidad.

La diferencia de temperatura media logarítmica a condiciones de operación es mayor a la obtenida a condiciones de diseño presentando un incremento de 12.28 °C, lo que refleja una sobrecarga en la capacidad de disipación del equipo. Este fenómeno, así como sus resultados, se atribuyen a que el condensador fue diseñado para disipar un menor flujo térmico con una diferencia de temperatura media logarítmica menor a la que ocurre a condiciones de operación. Al integrarse al ciclo híbrido, el dispositivo debe gestionar un flujo energético que excede sus especificaciones de diseño, comprometiendo así su eficiencia.

NOMENCLATURA

A	Área (m ²)
C_p	Calor específico a presión constante (kJ/kg-K)
T	Temperatura (°C o K)
$\dot{Q}$	Flujo de calor (kW)
$\dot{m}$	Flujo másico (kg/s)
U	Coeficiente global de transferencia de calor (kW/m ² - °C)
R	Resistencia
Ag	Agua
c	Condensación
e	Entrada
f	Fluido
v	Vapor
s	Salida
ml	Media logarítmica
o	Operación
d	Diseño

REFERENCIAS

- [1] International Energy Agency (IEA), *Electricity 2026: Analysis and Forecast to 2030*. París, Francia: International Energy Agency, 2026. [En línea]. Disponible en: <https://www.iea.org/reports/electricity-2026>. [Consultado: 17-jun-2026].
- [2] Comisión Federal de Electricidad, Principales resultados operativos y financieros al primer trimestre de 2025. Ciudad de México, México: Dirección Corporativa de Finanzas, mayo 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.cfe.gob.mx/finanzas/financiamiento-informacion/Quarterly%20Investor%20Presentations%20Doc/2025/120525_Presentaci%C3%B3n_Inversionistas_SFC.pdf. [Consultado: 17-jun-2026].
- [3] Instituto Mexicano para la Competitividad (IMCO), “El sector eléctrico ante el nuevo panorama regulatorio: 2025,” Ciudad de México, México, dic. 2025. [En línea]. Disponible en: <https://imco.org.mx/el-sector-electrico-ante-el-nuevo-panorama-regulatorio-2025/>. [Consultado: 17-jun-2026].
- [4] Central Termoeléctrica Valle de México, Prontuario de datos técnicos.
- [5] P. O. Kalpesh, and M. Chopra, “Performance analysis of cross counter flow shell and tube heat exchanger by experimental investigation mathematical modeling,” *International Journal of Engineering Research and Technology*, vol. 2, no. 7, pp. 271–276, 2013.
- [6] Zahid, H. A. “A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger”. *Applied Thermal Engineering*. 2005, n° 25, p. 2412- 2420. ISSN 1359-4311.
- [7] K. Harika, T. Likhitha, K. Hema, and P. Pavani, “Fabrication of Shell and Tube Heat Exchanger using Helical Baffles based on Kern’s Principle,” *International Journal of Current Engineering and Technology*, vol.7, no. 3, pp. 821-826, July 2017
- [8] M. O. Petinrin, and A. A. Dare, (2016). “Performance of Shell and Tube Heat Exchangers with Varying Tube Layouts,” *British Journal of Applied Science & Technology*, vol. 12, no. 2, pp. 1-8, 2016
- [9] E. Cao, *Heat transfer in process engineering*. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 2010, pp. 275-329.
- [10] Laboratorio de pruebas de la CFE (LAPEM). Numero de informe K3323-74-2025.
- [11] Bejan Adrian, *Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc, 1993.
- [12] Incropera Frank P., DeWitt David P., *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Pearson Educación, 1999
- [13] Pysmenny Yevgen, Polupan Georgiy, Carvajal Mariscal Ignacio, Sánchez Silva Florencio, *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados*, Reverte, 2007.
- [14] You-Rong Li, Mei-Tang Du, Shuang-Ying Wu, Lan Peng, Chao Liu, “Exergoeconomic analysis and optimization of acondenser for a binary mixture of vapor in organic Rankine cycle” *Energy*, 40:341-347, 2012
- [15] Sepehr Sanaye, Masoud Dhghandokht, “Modeling and multi-objective optimization of parallel flow condenser using evolutionary algorithm”, *Applied Energy*, 88:1568-1555, 2011
- [16] Unche Marcuello F. J. Tesis de Doctorado “Análisis termo económico y simulación de una planta combinada de producción de agua y energía” Universidad de Zaragoza España, 2000.
- [17] Durán García, M. D., Rincón Mejía, E. A., Martínez Cienfuegos, I. G., Almanza Salgado, R., & LENTZ HERRERA, A. E. (2014). Estudio termoeconómico de diferentes configuraciones de ciclo combinado integrado con una planta solar.
- [18] R.W. Serth, *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. Kingsville, TX, USA: Elsevier Science & Technology Books, 2007, pp. 126-158.