

Análisis Termodinámico y Rediseño del Condensador Principal de la Central Termoeléctrica Valle de México Unidad 2/3

Arturo Hernández de la Cruz¹, Alejandro Torres Aldaco¹, Raúl Lugo Leyte¹, Sergio Castro Hernández¹,
Helen D. Lugo Méndez²

¹Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana, Iztapalapa, CDMX, México. Email: cbi2163010671@titlani.uam.mx, ata@xanum.uam.mx

²Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana, Cuajimalpa, CDMX, México. Email: hlugo@cua.uam.mx

Resumen

Se realizó el análisis termodinámico y rediseño del condensador principal de la central termoeléctrica del Valle de México Unidad 2/3. Utilizando el Método Kern y cumpliendo con los códigos TEMA, se evalúa el coeficiente global de transferencia de calor y las caídas de presión en el sistema. Se tiene un flujo de irreversibilidad de 11.16 MW y un flujo de calor que se rechaza de 192.7 MW en el condensador. El rediseño propuesto mejora el desempeño del condensador cumpliendo con los estándares industriales. Este implica un arreglo de dos pasos de tubo y dos pasos de coraza en paralelo, una superficie de 10,917m², que implica una reducción del 28% en el área, una reducción del 48% en la caída de presión en los tubos y en la coraza con respecto al diseño instalado. Así como un 20% de mejora en el producto de los factores del método Bell Delaware.

Palabras clave: Condensador de superficie, Coeficiente de transferencia de calor, Método Kern, Código TEMA.

Abstract

The thermodynamic analysis and redesign of the main condenser of the Valle de México thermoelectric plant Unit 2/3 was carried out. Using the Kern Method and complying with the TEMA codes, the overall heat transfer coefficient and pressure drops in the system are evaluated. There is an irreversibility flux of 11.16 MW and a rejected heat flux of 192.7 MW in the condenser. The proposed redesign improves the performance of the condenser, meeting industrial standards. This involves an arrangement of two tube passes and two shell passes in parallel, a surface area of 10,917m², which implies a 28% reduction in area, a 48% reduction in the pressure drop in the tubes and in the shell with respect to the installed design. As well as a 20% improvement in the product of the factors of the Bell Delaware method.

Keywords: Surface condenser, Heat transfer coefficient, Kern Method, TEMA CODE.

1. Introducción.

Los intercambiadores de calor son componentes clave en numerosas operaciones y procesos industriales. En las últimas décadas, su relevancia ha ido en aumento, especialmente en términos de eficiencia energética, rendimiento térmico y recuperación de calor residual [1]. Los intercambiadores de calor son dispositivos utilizados para transferir energía térmica entre dos fluidos, entre una superficie y un fluido, o entre superficies sólidas y un fluido, cuando existe una diferencia de temperaturas entre ellas [2]. El tipo de intercambiador de calor más utilizado en los procesos industriales son los de tubo y coraza (ICTC). Debido a su capacidad de transferir flujos de calor elevados por unidad de volumen, que los hace versátil y flexibles. Además se pueden adaptar a una gama amplia de servicios de transferencia de calor [3].

Los condensadores en las plantas termoeléctricas son equipos con impacto económico como ambiental. Económicamente, influyen en la eficiencia operativa y

los costos asociados a la disponibilidad de la planta. Desde una perspectiva ambiental, un diseño inadecuado afecta en el impacto de las descargas térmicas directas del agua de enfriamiento [4]. La condensación, requiere retirar el calor del vapor mediante un medio refrigerante. Cuando la presión se mantiene constante, la condensación suele ser isotérmica, a la temperatura de saturación del vapor a esa presión. El condensador, este corresponde a un tipo específico de intercambiador de calor [5]. 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. El empleo de deflectores o baffles en la carcasa para dirigir el flujo del fluido y proporcionar soporte mecánico a los tubos, que aumenta la turbulencia del fluido y por lo tanto, la eficiencia en la transferencia de calor [6].

En los últimos años, las investigaciones sobre estos dispositivos, se ha sistematizado la información de la interacción de distintos fluidos de servicio y de proceso, para establecer el coeficiente de global transferencia de calor inicial para el diseño del intercambiador de calor. [7].

En un estudio experimental se optimizó la transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubo y coraza [8]. Para mejorar la eficiencia de la transferencia de calor, se modificó la configuración del intercambiador utilizando el método de Kern y se instalaron sellos en el lado de la coraza. Estas modificaciones bloquearon las holguras entre las placas de los deflectores y la coraza, reduciendo de manera efectiva el flujo de bypass en el lado de la coraza.

En [9], se proponen correlaciones para evaluar el rendimiento de condensadores de tubos y coraza en condiciones fuera de diseño. Estas correlaciones relacionan la temperatura de salida del agua de refrigeración y la temperatura de condensación del vapor con el flujo másico del vapor, la temperatura de entrada del agua de refrigeración y el flujo másico del agua de refrigeración. Sin embargo, resulta complejo disponer de las características de un condensador en condiciones fuera de diseño que pueda ser utilizado para optimizar el funcionamiento de las unidades de una central. El proceso convencional de estudio y dimensionamiento de componentes en un intercambiador de calor implica cálculos rutinarios tediosos y largos que no solo consumen tiempo, sino que también son propensos a errores humanos y sobredimensionar los equipos. Se requiere de procesos iterativos y evaluar diferentes configuraciones. Para facilitar el proceso de desarrollo y minimizar los problemas derivados de errores humanos, los intercambiadores de calor en las industrias se están diseñando y analizando cada vez más mediante herramientas de diseño asistido por computadora (CAD). Muchos de estos programas comerciales incluyen los estándares de diseño de intercambiadores de la ASME y la TEMA [10]. El diseño de intercambiadores de calor sigue representando un desafío significativo para los investigadores debido a las altas exigencias que imponen, especialmente en términos de tecnología y mecánica, para asegurar el ahorro energético requerido. Para garantizar la eficiencia de un intercambiador de calor, es fundamental contar con una metodología de diseño adecuada y una correcta selección de los materiales de construcción. Aunque el código ASME y las normas TEMA proporcionan una información exhaustiva sobre el diseño de estos equipos, no ofrecen una guía metodológica detallada sobre cómo realizar dicho análisis [11]. El objetivo de este trabajo es evaluar el desempeño termo-hidráulico y termodinámico de un condensador diseñado en los años setenta de la central termoeléctrica Valle de México 2/3. Se propone un rediseño que cumpla las especificaciones dadas por el

código TEMA, se hace una comparación con el diseño determinado con los metodologías de la época y las actuales, como son el Método Kern y el Método Bell Delaware, para determinar el diseño más eficaz respecto al instalado en la central termoeléctrica.

2. Metodología.

El estudio se compone de dos etapas, primero, se realiza un análisis termodinámico del condensador de la central termoeléctrica Valle de México se determina el flujo de vapor condensado, el flujo de agua de enfriamiento, la exergía de las corrientes y la irreversibilidad interna. Posteriormente, utilizando los valores del análisis energético, se realiza un rediseño del condensador mediante el método de Kern, calculando el coeficiente global de transferencia de calor, superficie requerida de intercambio de calor, las caídas de presión del sistema.

2.1. Caso de estudio.

Se rediseña el condensador de la central termoeléctrica Valle de México, Unidad 2/3, ubicada en el municipio de Tepexpan, Estado de México, México. Esta central abastece de electricidad a la Ciudad de México y sus alrededores, siendo una de las más importantes de la región. Con una capacidad de generación de 150 MW. La temperatura promedio anual en la zona es de 33°C y la presión atmosférica de 0.77 bar, variable que influye significativamente en el diseño y operación del condensador, la temperatura de condensación es de 10 a 15°C arriba de la temperatura ambiente. El sistema de condensación de esta central opera a una presión de 0.088 bar. Al condensador ingresa una corriente de vapor húmedo con una calidad de 0.91 proveniente de la turbina de baja presión y una corriente auxiliar de vapor húmedo con una calidad de 0.09 del último calentador de baja presión, se mezcla con el vapor de la turbina. Finalmente, el vapor sale del condensador como líquido saturado donde, se bombea hacia el tren de calentamiento. El condensador opera con agua tratada como alternativa para reutilizar aguas negras de la región, lo que contribuye a la conservación de los recursos hídricos y sostenibilidad ambiental. El diseño original fue construido con dos pasos de coraza y uno de tubo, utilizando tubos de cupro-níquel. Esta aleación se destaca por su resistencia a la corrosión, sin embargo tiene una conductividad térmica relativamente baja respecto al cobre. Esta característica no ha impedido su elección, debido a que sigue siendo un material adecuado para el uso en ambientes de agua tratada.

2.2. Análisis Termodinámico.

Se realiza un análisis termodinámico al condensador, se realiza con base a los principios termodinámicos de conservación de energía, la conservación de masa, balances de las corrientes exergéticas de entrada y salida, para determinar la irreversibilidad interna del

condensador. En la Tabla 1 se presentan los valores de flujos, entalpía y exergía de las corrientes de entrada y salida del condensador, los valores se determinaron a partir del análisis termodinámico.

Tabla 1 propiedades termodinámicas de entrada y salida del condensador.

Corriente	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	\dot{E} (kW)
TVBP	86.33	2386.16	11210
CBP	10.85	399.86	160.83
COND	97.18	181.45	210.83

Fuente: elaboración propia.

La expresión para determinar el flujo de calor retirado en el condensador es

$$\dot{Q}_{cond} = (\dot{m}_{TVBP}h_{TVBP}) + (\dot{m}_{CBP}h_{CBP}) - (\dot{m}_{COND}h_{COND}) \quad (2.1)$$

El análisis exergético que se presenta considera la exergía física, el flujo de irreversibilidad del condensador se determina a partir de un balance general en el condensador

$$\dot{I} = \dot{E}_{TVBP} + \dot{E}_{CBP} - \dot{E}_{COND} \quad (2.2)$$

2.3. Método Kern para el rediseño del condensador.

El método de Kern es una técnica para el diseño de intercambiadores de calor, especialmente en aplicaciones industriales como las centrales de generación de potencia. Este método proporciona una base sistemática para determinar el diseño óptimo del intercambiador de calor con base al código TEMA y también para calcular el coeficiente global de transferencia de calor, las caídas de presión y el área de transferencia de calor necesaria. En el rediseño del condensador, el método de Kern se aplica utilizando el valor del flujo del vapor condensado y el flujo de calor rechazado que se obtienen del análisis termodinámico. Además, es fundamental conocer las propiedades de las corrientes caliente y fría las cuales se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2 Propiedades de los fluidos de las corrientes.

Corrientes	Fría	Caliente	
	Agua de Enf.	Agua L.S	Agua V.S
c_p [kJ/kg°C]	4.1806	4.180	1.890
μ [kg/ms]	0.0008	0.0006	0.00001
k [W/m°C]	0.607	0.635	0.020
ρ [kg/m³]	997.050	990.768	0.061
T [°C]	25	43.33	43.33
σ [N/m]	0.073	0.069	-

Fuente: elaboración propia.

El material propuesto para el rediseño del condensadores cuproníquel, aleación de cobre al 70% y zinc al 30%, debido a su alta conductividad térmica de 120 W/m°C, resistencia a la corrosión y bajo costo; el agua de enfriamiento circula por los tubos y el vapor por la coraza en contracorriente, se elige un arreglo de tubos triangular para el banco de tubos. Las características y dimensiones de los tubos se presentan en la Tabla 3.

Tabla 3 Características de la tubería.

Diámetro externo, (m)	0.0254
Espesor, (m)	0.00127
Diámetro interno, (m)	0.02286
Conductividad térmica, (W/m°C)	120
Longitud de tubo, (m)	10
Factor de Pitch, (-)	1.25
Pt, (m)	0.03175

Fuente: elaboración propia.

2.2.1. Cálculo de la diferencia de temperatura media logarítmica LMTD.

El uso de la media logarítmica de temperatura para el diseño del condensador proporciona una mejor estimación de la diferencia de temperatura promedio entre las corrientes de entrada y salida del equipo.

$$DTML = \frac{(T_{H1} - T_{C1}) - (T_{H2} - T_{C2})}{\ln \left[\frac{(T_{H1} - T_{C1})}{(T_{H2} - T_{C2})} \right]} \quad (2.3)$$

En donde, T_{H1} corresponde a la temperatura del vapor a la entrada del condensador, T_{C1} corresponde a la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador, T_{H2} es la temperatura del condensado y T_{C2} es la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del condensador; para un arreglo a contracorriente y con flujo mezclado en el intercambiador de calor.

2.2.2. Flujo de agua de enfriamiento.

Un parámetro importante a considerar, es el flujo de agua de enfriamiento, que se requiere para rechazar el flujo de calor del condensador, se realiza el balance de masa y energía en el condensador, se considera que, el flujo de calor que cede el condensado es igual al flujo de calor que recibe el agua de enfriamiento, el flujo de agua de enfriamiento requerida es:

$$\dot{m}_{enf} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{c_{p_{enf}} (\Delta T_{enf})} \quad (2.4)$$

Para el diseño propuesto se considera un intercambiador de calor de tubos y coraza con un arreglo de dos pasos de tubo y dos pasos de coraza en paralelo.

2.2.3. Coeficiente global de transferencia de calor U propuesto.

El coeficiente global de transferencia de calor se determina es el promedio ponderado de los coeficientes convectivos de las corrientes del agua y vapor, estos valores propuestos se presentan a continuación en la Tabla 4.

Tabla 4 Coeficientes convectivos de transferencia de calor y coeficiente global propuesto.

Estimación de (U)	Valor
Corriente del agua h , (kW / m ² °C)	1.6
Corriente del vapor húmedo h , (kW / m ² °C)	1.8
U propuesto, (kW / m ² °C)	1.7

Fuente: elaboración propia.

2.2.4. Área de transferencia de calor y el número de tubos.

Para determinar el área de transferencia de calor y el número de tubos requeridos, se utiliza el valor del coeficiente global de transferencia de calor propuesto y a la diferencia de temperatura media logarítmica, mediante la siguiente expresión.

$$A_{coraza} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{U(DMLT)} \quad (2.5)$$

El número de tubos necesarios en cada coraza para el área de transferencia de calor es

$$N_{tubos} = \frac{A_{coraza}}{\pi D_o L} \quad (2.6)$$

Se propone un banco de tubos con un arreglo de dos pasos de tubo en cada coraza, se obtiene el número de tubos por paso de la ecuación 2.7.

$$N_{t_{paso}} = \frac{N_{tubos}}{2} \quad (2.7)$$

2.2.5. Diámetro del banco de tubos y diámetro de la coraza.

Se debe estimar el diámetro de la circunferencia del condensador para contener el número de tubos total calculado con arreglo triangular

$$D_b = D_o \left(\frac{N_{tubos}}{K_1} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.8)$$

Donde los valores de K_1 y n se obtienen a partir de la Tabla 5, para un arreglo de dos pasos de tubo y arreglo triangular.

Tabla 5 Valores de las constantes de K_1 y n

Arreglo Triangular $Pt = 1.25D_o$	
Número de pasos	2
K_1	0.249
N	2.207

Fuente: Kern (1965).

La estimación del diámetro de la coraza se realizó con base a los códigos TEMA, que establece que, el diámetro interno de la coraza no puede ser mayor a 2.54m, además se utiliza el valor del diámetro del banco de tubos y el valor de la tolerancia dada por la elección del cabezal. Para el rediseño se elige un cabezal de anillo dividido siendo los más utilizados en sistemas de condensación, con estos valores se calcula el diámetro interno de la coraza mediante la siguiente expresión

$$D_s = D_b + \text{tolerancia} \quad (2.9)$$

2.2.6. Estimación de la masa velocidad del flujo que circula por los tubos.

La masa velocidad del fluido que circula por los tubos es fundamental para garantizar una eficiente transferencia de calor y controlar las caídas de presión dentro del sistema. Se calcula el área de flujo por tubo de la siguiente manera

$$A_{\text{flujo de un tubo}} = \frac{\pi D_{in}^2}{4} \quad (2.10)$$

Posteriormente se calcula el área de flujo por paso

$$A_{\text{flujo por paso}} = (N_{t_{paso}}) (A_{\text{flujo de un tubo}}) \quad (2.11)$$

Y finalmente se obtiene el valor de la masa velocidad del fluido o el flux másico con su respectiva velocidad. De acuerdo con el código TEMA está no debe ser mayor a 2m/s.

$$G_i = \frac{\dot{m}_{enf}}{A_{\text{flujo por paso}}} \quad (2.12)$$

Y la velocidad del fluido se obtiene como

$$V_{tubos} = \frac{G_i}{\rho_{agua}} \quad (2.13)$$

2.2.7. Coeficiente convectivo del interior de los tubos.

El coeficiente convectivo dentro de los tubos h_i representa la influencia de las propiedades de un fluido, de la superficie y su régimen de flujo. Este valor se

obtiene a partir de la ecuación 2.16 que emplea los números adimensionales de Reynolds (ec. 2.14) y Prandtl (ec. 2.15), el número de Nusselt y el coeficiente de Chilton J_h .

$$Re = \frac{\rho_{agua} V_{tubos} D_{in}}{\mu_{agua}} \quad (2.14)$$

$$Pr = \frac{\mu_{agua} c p_{agua}}{k_{agua}} \quad (2.15)$$

$$Nu = J_h Re Pr^{0.33} \quad (2.16)$$

El factor J_h se obtiene mediante la relación entre la longitud característica del tubo y su diámetro interno. Utilizando este valor junto con el número de Reynolds, J_h se determina a partir de una gráfica del factor de transferencia de calor en el lado del tubo. Y finalmente, el coeficiente convectivo se obtiene de la ec. 2.17.

$$h_i = \left(\frac{k_{agua}}{D_{in}} \right) J_h Re Pr^{0.33} \quad (2.17)$$

2.2.8. Cálculo del área de flujo cruzado y la masa velocidad de lado de la coraza

El área de flujo cruzado es el área transversal por donde fluye el fluido, es el área libre entre los tubos y los baffles del condensador y se obtiene mediante la ec. 2.18

$$A_s = \frac{(Pt - D_o)}{Pt} L_b D_s \quad (2.18)$$

L_b es el espaciamiento entre baffles de acuerdo con el código TEMA puede ser del 10% al 100% del diámetro de la coraza y Pt es el pitch entre los tubos. Con el área de flujo cruzado se obtiene el flux másico de lado de la coraza (ec.2.19) este permite determinar la velocidad promedio del lado de la coraza; de acuerdo con el código TEMA no debe ser mayor a 1m/s.

$$G_s = \frac{\dot{m}_{vap}}{\text{área de flujo cruzado}} \quad (2.19)$$

La velocidad promedio del vapor que circula por la coraza se obtiene como

$$V_{coraza} = \frac{G_s}{\rho_{promedio}} \quad (2.20)$$

2.2.9. Coeficiente bifásico de lado de la coraza.

Para la determinación del coeficiente convectivo del lado de la coraza se utiliza el coeficiente convectivo de transferencia de calor bifásico, que se define como la suma del coeficiente debido a la ebullición nucleada en la fase del vapor y el término del coeficiente convectivo para la fase líquida [12]

$$h_o = h_f + h_v \quad (2.21)$$

Para determinar el coeficiente convectivo de la fase líquida se utiliza la correlación de Dittus – Boelter

$$h_f = 0.023 \left[\left(\frac{G_s (1-X) D_{eq}}{\mu_f} \right)^{0.8} Pr^{0.4} \left[\left(\frac{k_f}{D_{eq}} \right) F_c \right] \right] \quad (2.22)$$

Donde, F_c es el factor de corrección del flujo por la turbulencia y la presencia de vapor y está dada por la ec 2.23

$$F_c = 2.35 \left[0.213 + \left(\frac{1}{X} \right) \right]^{0.736} \quad (2.23)$$

X es el parámetro de Lockhart – Martinelli, que considera la calidad del vapor (x) que ingresa en el condensador.

$$X = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_f}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (2.24)$$

D_{eq} corresponde al diámetro equivalente, que se estima de acuerdo con las dimensiones de los tubos y el tipo de arreglo para el acomodo de los tubos que conforman el banco de tubos del condensador.

$$D_{eq} = \left(\frac{1.1}{D_o} \right) (Pt^2 - 0.917 D_o^2) \quad (2.25)$$

Para determinar el coeficiente debido a la ebullición nucleada en la fase de vapor, que en el proceso de condensación pequeñas gotas de líquido se forman directamente sobre una superficie fría cuando el vapor entra en contacto con ella, se utiliza la correlación propuesta por Foster – Zuber con factor de supresión S

$$h_v = S (0.00122) \left[\frac{(k^{0.79} cp^{0.45} \rho^{0.49})_f}{\sigma_f^{0.5} \mu_f^{0.29} h_{fg}^{0.24} \rho_g^{0.24}} \right] \left(T_{prom @ agua} \right)^{0.24} (\Delta P_{sat})^{0.75} \quad (2.26)$$

S es el factor de supresión que está dado por el número de Reynolds y considera los efectos de la presión y temperatura de condensación, modificando las propiedades y el comportamiento de la película de vapor que condensa.

$$S = \frac{1}{1 + (253x10^{-6}) Re^{1.17}} \quad (2.27)$$

El Reynolds para flujo en dos fases se determina por la ec. 2.28.

$$Re_s = \frac{G_s (1-x) D_{eq}}{\mu_f} \quad (2.28)$$

Para la estimación del número de Reynolds de la fase vapor, se considera el factor de corrección de flujo debido a la turbulencia de acuerdo a la ec. 2.29.

$$Re = Re_s F_c^{1.25} \quad (2.29)$$

Al hacer esto se combina el comportamiento de la inercia del flujo y la intensificación de la transferencia de calor debido a la turbulencia.

2.2.10. Coeficiente global de transferencia de calor y caídas de presión en el sistema

Una vez obtenidos los valores del coeficiente convectivo del lado de los tubos y del coeficiente bifásico en la coraza, se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor

$$U_c = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{D_{in} h_i} + \frac{D_o \left(\frac{D_o}{D_{in}} \right)}{2k_{tubo}} + \frac{1}{F_o} + \frac{D_o}{D_{in} F_i} \right]} \quad (2.30)$$

En donde, F_o es el factor de ensuciamiento correspondiente a la corriente que circula por la coraza y F_i el factor de ensuciamiento del fluido que circula por los tubos.

De acuerdo con el método Kern la desviación máxima debe ser menor o igual al 30% del coeficiente global calculado, con respecto al coeficiente global propuesto y dicha desviación se obtiene de la siguiente manera

$$\left| \frac{U_{calculado} - U_{supuesto}}{U_{supuesto}} \right| (100) \quad (2.31)$$

El siguiente paso es determinar la caída de presión en las tuberías, causada por la fricción del fluido con las paredes de los tubos y los cambios de dirección del flujo.

$$\Delta P_{tubos} = N_{pasos} \left(8J_f \frac{L_{tubo}}{D_{in}} + 2.5 \right) \left(\frac{\rho V_{tubos}^2}{2} \right) \quad (2.32)$$

Donde J_f es el factor de fricción, el cual se obtiene de manera gráfica utilizando el diagrama de Moody basado en el valor del número de Reynolds. Posteriormente, se calcula la caída de presión en la coraza, originada por la resistencia del fluido al fluir a través de los bafles y las estructuras internas del condensador.

$$\Delta P_s = 8J_f \left(\frac{D_s}{D_{eq}} \right) \left(\frac{L_{tubo}}{L_b} \right) \left(\frac{\rho_{prom} V_s^2}{2} \right) \quad (2.33)$$

El factor de fricción J_f se obtiene de igual manera con el número de Reynolds y se considera el % de corte de baffle que se considera. El código TEMA para las caídas de presión establece que deben ser menores a 35kPa tanto dentro de los tubos como en la coraza. En la Tabla 6 se presentan los factores de fricción y ensuciamiento que se utilizan en este análisis.

Tabla 6. Factores de fricción y ensuciamiento.

Factores de Ensuciamiento	Factores de fricción		
F_i , (W / m ² °C)	7500	J_f en los tubos	0.0036
F_o , (W / m ² °C)	3250	J_f en la coraza	0.03

Fuente: elaboración propia.

2.4. Eficacia del condensador

La eficacia del condensador se evalúa en función de las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento y de la temperatura a la cual ocurre la condensación. Este parámetro indica la capacidad que tiene el condensador de transferir el calor entre la corriente caliente y la corriente fría. El perfil de temperaturas, ilustrado en la Figura 1, muestra la variación de las temperaturas a lo largo del condensador. En este perfil, la temperatura del vapor que entra y sale del condensador se mantiene constante durante la fase de condensación, mientras que la temperatura del agua de enfriamiento aumenta gradualmente desde su punto de entrada hasta su punto de salida.

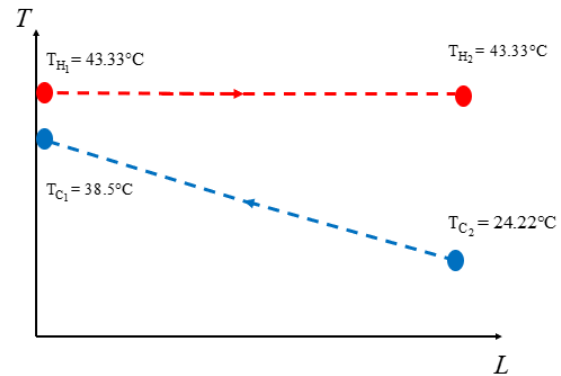


Figura 1 Perfil de temperaturas entre la corriente caliente y la corriente fría. Fuente: elaboración propia

Con base en este perfil de temperaturas, la eficacia se puede determinar de la siguiente manera

$$\varepsilon = \frac{T_{C1} - T_{C2}}{T_{H1} - T_{C2}} \quad (2.34)$$

3. Resultados y discusión

En la Tabla 7 se presentan los resultados del análisis termodinámico realizado al condensador, en donde se destaca el flujo de calor de condensación el flujo de agua de enfriamiento, el flujo de vapor que se alimenta y la irreversibilidad interna del sistema.

Tabla 7 Resultados del análisis Termodinámico

Parámetros	Valores
\dot{Q}_{cond} , (MW)	192.7
\dot{Q}_{coraza} , (MW)	96.35
\dot{m}_{vap} , (kg/s)	97.18
\dot{m}_{vcoraza} , (kg/s)	48.59
\dot{m}_{enf} , (kg/s)	3228.39
\dot{m}_{ecoraza} , (kg/s)	1614.195
\dot{I} , (MW)	11.16

Fuente: elaboración propia.

En la Figura 2 se muestra el comportamiento de las irreversibilidades del condensador en función de las cargas parciales de la central termoeléctrica; en este caso se muestra que, la mayor irreversibilidad se tiene cuando la planta opera al 100% de su capacidad de generación; debido a que, el condensador opera a su límite de capacidad. Cuando la carga de la planta disminuye, el flujo de calor que se rechaza es menor y ese calor se puede extraer con mayor facilidad en el condensador, las irreversibilidades disminuyen conforme a la disminución de la carga; por ejemplo cuando la turbina se mantiene girando para una carga del 25% se tiene un valor de la irreversibilidad en el condensador de 2.79 MW.

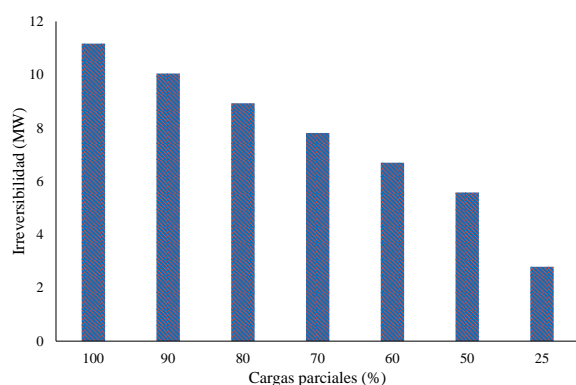


Figura 2 Flujo de irreversibilidades en función de las cargas parciales de la planta. Fuente: elaboración propia

3.1. Método Kern y rediseño del condensador

En la Figura 3 se muestra de manera esquemática el rediseño del condensador y los parámetros asociados a su funcionamiento. En la Tabla 8, se presentan los resultados obtenidos mediante el método Kern para el rediseño del condensador, junto con valores comparativos entre el diseño original y el nuevo

diseño. Se incluye la diferencia porcentual que muestra el mejoramiento logrado con el rediseño.

De acuerdo con los resultados obtenidos del método Kern, el condensador presenta un coeficiente de transferencia de calor de 1.4132 kW/m²°C, un 15.08% mayor que sus condiciones de diseño. Así mismo, el diseño reduce en 14.45 % el área de transferencia de calor y en 35.98% el número de tubos utilizados, lo cual permite un sistema de condensación más compacto. Se tiene una disminución del 48.27% de la caída de presión en las tuberías y un 47.11% en la caída de presión en la coraza, esto debido a la elección del nuevo material y a la disminución y control de las velocidades de los fluidos en el condensador y un 20% de mejora en el producto de los factores de Bell Delaware.

3.2. Análisis paramétrico del condensador

En la Figura 4 se muestra la relación entre el flujo de vapor que se condensa y el flujo de calor rechazado para distintas temperaturas ambiente que se registran en la región. Si la temperatura ambiente alcanza los 40°C se tiene un flujo de vapor de 99.20 kg/s y se debe rechazar un flujo de calor de 199.99 MW, esto debido a que, a temperaturas ambiente más altas, la capacidad del sistema de enfriamiento para absorber calor disminuye. Esto genera una mayor necesidad de rechazar calor en el condensador para mantener la eficiencia del ciclo. La Figura 5 se muestra la variación de la irreversibilidad en función de la temperatura de condensación. La menor irreversibilidad se genera a la menor condición de la temperatura de condensación con 5.97 MW, para una temperatura de 35°C, de ahí se tiene una tendencia clara, a medida que la temperatura de condensación aumenta, la irreversibilidad también aumenta, donde para la temperatura de condensación que alcanza los 50°C se tiene un valor de la irreversibilidad de 15.47 MW.

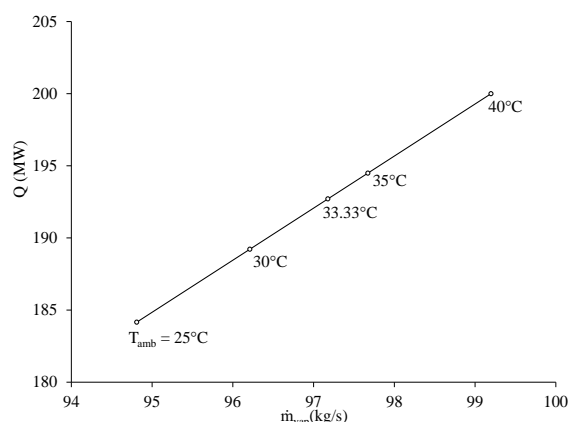


Figura 4 Relación entre el flujo de vapor y el flujo de calor rechazado en función de la temperatura ambiente. Fuente: elaboración propia.

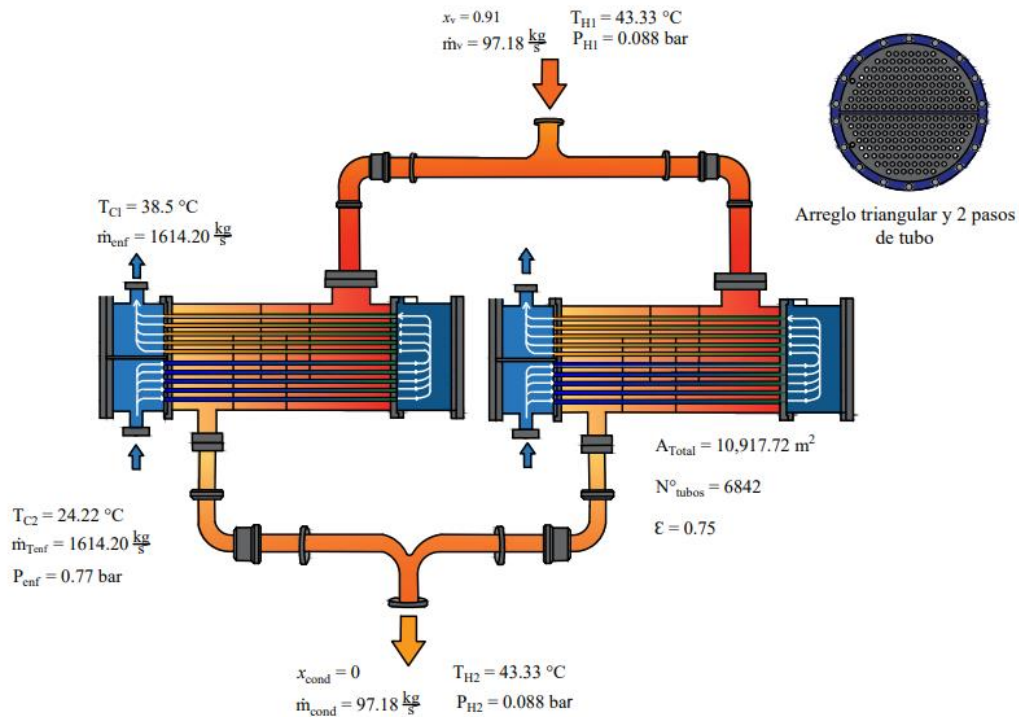


Figura 3. Arreglo del sistema de condensación con dos pasos de tubo y dos pasos de coraza en paralelo, para la central termoeléctrica Valle de México Unidad 2/3. Fuente: elaboración propia.

Tabla 8 Comparación del rediseño del condensador y el diseño original.

Parámetros	Fabricante	Rediseño	Δ (%)
Área de transferencia de calor total, (m ²)	15350.36	10917.92	28.87
N° de tubos, (-)	10520	6842	34.96
Longitud efectiva, (m)	9.144	10	8.56
Eficacia, (-)	0.7	0.75	6.66
Diámetro de la coraza, (m)	2.53	2.1	16.99
Conductividad térmica del material, (W/m°C)	70	120	41.66
Coefficiente global de Kern, (kW / m ² °C)	1.2091	1.4132	15.08
Velocidad en los tubos, (m/s)	1.4	1.15	17.85
Velocidad en la coraza, (m/s)	0.95	0.79	16.84
Caída de presión en la tubería, (kPa)	32.4	20	48.27
Caída de presión en la coraza, (kPa)	15.6	8.25	47.11
Producto de factores de Bell, (-)	0.7	0.85	17.64
Coefficiente global de Bell, (kW / m ² °C)	1.2346	1.4	11.81

Fuente: elaboración propia.

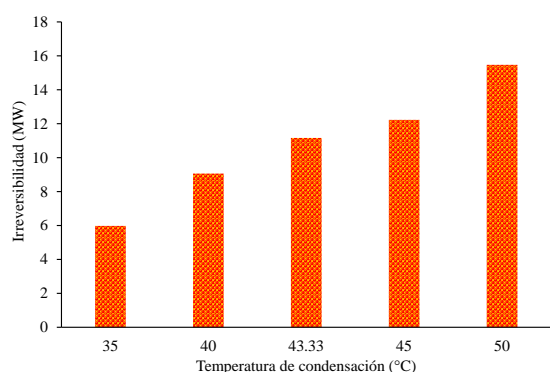


Figura 5 Irreversibilidad en función de la temperatura de condensación. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 6 se muestra la relación de la eficacia del condensador y el NTU en función de la temperatura de condensación, se observa que, a medida que la temperatura ambiente aumenta, el condensador es menos efectivo para remover el calor, reduciendo así su eficacia. Por ejemplo, la eficacia puede disminuir de 78% a 67% al tener un incremento en la temperatura ambiente de 30°C a 40°C y reducir en un 27.15% el valor del NTU teniendo una menor capacidad de transferencia de calor.

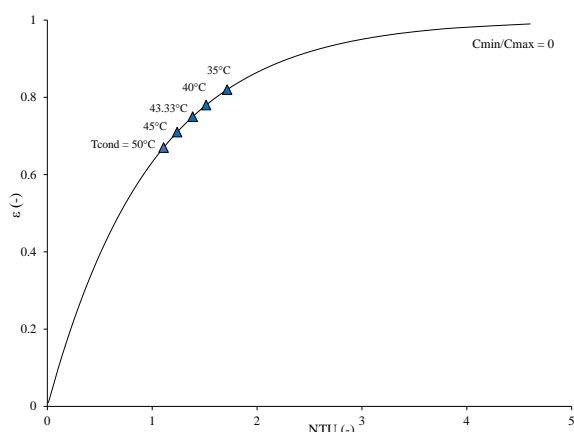


Figura 6 Relación entre eficacia y NTU para diferentes temperaturas de condensación. Fuente: elaboración propia.

4. Conclusiones

Se observa gran influencia la temperatura ambiente en los parámetros de desempeño, si la temperatura ambiente aumenta, se tiene que, las irreversibilidades se incrementan en un 28 %, si la temperatura incrementa de 33.3°C a 40°C, la eficacia se ve afectada también al tener una disminución del 10.66% con las mismas temperaturas de referencia debido a tener una menor diferencia de temperatura disponible para la transferencia de calor. La variación en las cargas muestra que las irreversibilidades del condensador disminuyen a medida que la carga de la planta

disminuye, también disminuye la cantidad de calor que debe ser rechazada, lo que a su vez reduce las pérdidas de calor. De acuerdo con el análisis del rediseño del condensador los resultados arrojan que el nuevo diseño es mejor al tener un incremento en el 6.66% en su eficacia, una disminución del 28.87% en el área de transferencia de calor y una reducción del 34.96% en el número de tubos total, se reducen los costos de construcción y mantenimiento.

La selección de otro material de los tubos sistema que reduce en un 48.27% la caída de presión en las tuberías y un 47.11% en el lado de la coraza en comparación con el diseño anterior. Se lograron menores velocidades en los tubos y la coraza, lo que contribuye a una operación más estable y prolonga la vida útil del condensador.

Los resultados cuantitativos de la comparación entre el diseño anterior y el nuevo diseño y la corroboración con los factores de Bell Delaware se demuestra un diseño más equilibrado respecto a los fenómenos internos que se presentan dentro del condensador.

5. Referencias

- [1] 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
- [2] 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.
- [3] R. W. Serth, Process Heat Transfer: Principles and Applications. Kingsville, TX, USA: Elsevier Science & Technology Books, 2007, pp. 126-158.
- [4] Putman, Richard E. Steam surface condensers: basic principles, performance, monitoring and maintenance. ASME PRESS (1900).
- [5] E. Cao, Heat transfer in process engineering. New York, NY, USA: McGraw-Hill, 2010, pp. 275-329.
- [6] 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.
- [7] 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.

[8] Simin, W., Jian, W. y Yanzhong, L. "An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger". Applied Thermal Engineering 2009, n° 29, p. 2433-2438. ISSN 1359-4311.

[9] Laskowski R, Smyk A, Rusowicz A. A useful formula to describe the performance of a steam condenser in off-design conditions. Energy. 2020;204(12):117910

[10] N Paliwal, A. Rakheja, A. Malik y M. Chouhan, Un programa para el diseño de un intercambiador de calor según Normas TEMA, Int J Press Vessels Piping 57 (1994),111129.

[11] TEMA, Standards of the tubular exchanger manufacturers association, Inc. Novena edición. 25 North Broadway Tarrytown, New York 10591. Richard C. Byrne, Secretary. www.tema.org. Apéndice A, TEMA, 2007a, pp. A-1-A-19.

[12] Todreas, NE, Kazimi, MS (1990). Sistemas Nucleares I: Fundamentos Térmicos Hidráulicos . Nueva York: Hemisphere Publishing Co. ISBN: 0891169350

6. Nomenclatura

Símbolos		
A	Área	[m ²]
	calor específico a presión constante	[kJ/kg°C]
Db	diámetro del banco de tubos	[m]
Di	diámetro interno	[m]
Do	diámetro externo	[m]
Ds	diámetro de la coraza	[m]
DTML	diferencia de temperatura media logarítmica	[°C]
e	espesor	[m]
Ė	flujo de exergía	[kW]
G	flux másico	[kg/m ² s]
h	entalpía	[kJ/kg]
hi	coeficiente convectivo interno	[W/m ² °C]
ho	coeficiente convectivo externo	[W/m ² °C]
İ	flujo de irreversibilidad	[kW]
K	conductividad térmica	[W/m°C]
L	Longitud característica del tubo	[m]
m	flujo másico	[kg/s]
Q	flujo de calor	[kW]
S	factor de supresión	[-]
T	temperatura	[°C]
U	coeficiente global de transferencia de calor	[kW / m ² °C]
x	calidad del vapor	[-]
Abreviaturas		
CBP	Calentador de baja presión	
COND	Condensado	
TVBP	Turbina de vapor de baja presión	
Letras griegas		
ε	eficacia	[-]
μ	viscosidad dinámica	[kg/m*s]
ρ	densidad	[kg/m ³]
σ	tensión superficial	[N/m]
Δ	incremento	[%]