



MODELADO Y SIMULACIÓN DINÁMICA DEL AEROCONDENSADOR DE UNA CENTRAL DE CICLO COMBINADO

MODELING AND DYNAMIC SIMULATION OF AN AIR COOLED STEAM CONDENSER IN A COMBINED CYCLE POWER PLANT

R. Aguilar-Alderete*, F. Sánchez-Silva e I. Carvajal-Mariscal

Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada. SEPI ESIME Zacatenco, Instituto Politécnico Nacional, Av. Luis Enrique Erro S/N, CP 07738, México D.F.

Recibido 1 de Julio, 2014; Aceptado 1 de Octubre, 2015

Resumen

En este artículo se analiza el comportamiento de un aerocondensador (AC) instalado en una central de ciclo combinado bajo distintas condiciones de operación y perturbaciones. El análisis se lleva a cabo usando una técnica de simulación dinámica, dividiendo al equipo en módulos y aplicando las leyes de conservación de masa y energía a cada uno de ellos, con lo cual se obtiene un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias que se deben resolver simultáneamente. La solución se realizó para un módulo, implementando un modelo de simulación en el paquete Simulink. Algunos parámetros presentes en las ecuaciones fueron ajustados usando datos de la central operando en estado permanente.

Acoplando los módulos, se creó un programa integral para simular el comportamiento del aerocondensador bajo diferentes valores de temperatura del aire del medio ambiente, del flujo másico de vapor y del flujo másico de aire enviado por los ventiladores. También se simuló algunas perturbaciones para analizar el comportamiento dinámico del modelo. La respuesta del modelo fue comparada contra datos de operación de la planta con el fin de validarlo, se encontró que tiene mayor precisión para condiciones de operación cercanas a los valores de diseño y la respuesta dinámica del modelo es aceptable.

Palabras clave: modelado matemático, simulación dinámica, aerocondensador, simulink, ciclo combinado.

Abstract

The behavior of an air-cooled steam condenser (ACSC), installed in a Combined Cycle Gas Turbine (CCGT), has been analyzed under various operation conditions and disturbances in this paper. The analysis has been carried out by using a dynamic simulation technique, dividing the equipment in modules and applying conservation laws of mass and energy to each one. The solution of the resulting set of equations for one module was gotten by implementing a simulation model using a software named Simulink. Some parameters included in the set of equations were adjusted by using steady state data from the plant.

Coupling the modules, an integral program was created to simulate the ACSC's performance under different values of ambient air temperature, steam mass flow rate and cooling air mass flow rate. Some disturbances were also simulated to analyze the dynamic response of the model. Model response was compared versus power plant data as model validation. It was found it is more accurate for operation conditions close to the design values and its dynamic response is acceptable.

Keywords: mathematical modelling, dynamic simulation, air cooled steam condenser, simulink, combined cycle.

1 Introducción

El condensador es un componente fundamental de una central termoeléctrica. Su papel principal es la condensación del vapor, pero además establece condiciones de vacío en la descarga de la turbina, lo cual es muy importante para el ciclo de vapor; entre más baja sea la presión de condensación, es mejor

el rendimiento de la turbina de vapor y la eficiencia de la central termoeléctrica también es aumentada. En virtud de que la entalpía del vapor es menor para pequeñas presiones, hay una mayor diferencia de entalpía entre la entrada y la salida de la turbina, produciendo un importante incremento en la potencia

* Autor para la correspondencia. E-mail: raguilaralderete@gmail.com
Tel. 57-29-60-00 +54783.

entregada por la misma.

El vacío producido por el fenómeno de condensación es proporcional a la magnitud del flujo de calor extraído del vapor; el cual depende de varios parámetros como el tipo de fluido refrigerante usado, la geometría y el área de transferencia de calor de los tubos aletados que conforman el intercambiador de calor.

Debido a sus buenas propiedades térmicas y disponibilidad en muchos lugares, el fluido de enfriamiento en plantas de generación de potencia típicamente usado es agua. Sin embargo, existen grandes extensiones de regiones áridas donde se requieren sistemas de condensación que no usen agua como refrigerante, tales sistemas se conocen como aerocondensadores. Este tipo de condensadores, que utilizan aire como refrigerante, no solo son una opción para regiones áridas sino también se utilizan en lugares que tienen recursos de agua. Esto último debido a que las centrales termoeléctricas que operan con enfriamiento en seco no compiten contra otras actividades humanas que usan agua, por lo que, los permisos para su instalación son dados de manera menos engorrosa. Además, el AC, es de bajo impacto ambiental ya que no produce contaminación de ríos y océanos como lo hacen los sistemas que utilizan agua, principalmente los llamados de "tipo abierto". Los anteriores beneficios explican el crecimiento exponencial de su uso en la última década (Wurtz, 2008).

Sin embargo, el uso de aire en lugar de agua como fluido refrigerante produce un rendimiento térmico menor del AC respecto a los sistemas convencionales. Por otro lado, las cambiantes condiciones de la velocidad y temperatura del aire ambiental, a lo largo del día y del año, inciden para que el flujo de calor rechazado presente inestabilidades que influyen directamente en la eficiencia y seguridad de la turbina. Por lo anterior, es importante simular el desempeño del AC operando en diferentes condiciones.

Un diagrama representativo de una célula de un AC se muestra en la Fig. 1, consiste principalmente de un ventilador de flujo axial y haces de tubos aletados dispuestos en forma de A. El ventilador envía cierto flujo volumétrico de aire desde la parte inferior de la estructura y lo fuerza a pasar por los haces de tubos condensadores (tubos C). La condensación se lleva a cabo en el interior de los tubos y el calor latente es cedido al aire que, al atravesar los haces, incrementa su temperatura.

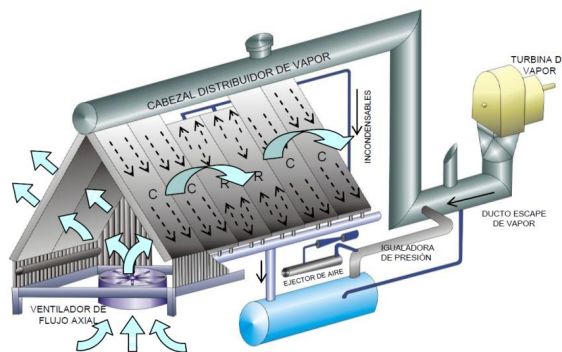


Fig. 1. Esquema representativo de una célula de condensación.

El cabezal superior transporta al vapor hacia los haces de tubos condensadores. En el cabezal inferior se recibe el condensado que después se dirige por gravedad hacia un tanque, de donde será extraído por las bombas de circulación. El vapor que no se condensa en los tubos condensadores, junto con los gases no condensables, se succiona desde la parte inferior de haces de tubos que condensan a contracorriente (tubos R) hacia la parte superior de los mismos. Por medio de eyectores se desaloja el resto de los gases, para finalmente ser descargados a la atmósfera. Todo el sistema está montado sobre una plataforma de cierta altura en la cual están instaladas paredes rompedoras de viento.

El AC que se analiza consta de 15 células y está en operación en una central de ciclo combinado ubicada en el Estado de Puebla, México. El sistema tiene tres filas y en cada una de ellas se tienen cinco células de condensación. La mayor parte del vapor de condensa en los tubos C, que forman el 87% de los tubos del aerocondensador.

2 Antecedentes

Se han realizado diversos estudios para aumentar el rendimiento térmico del AC y aproximarlos al de los sistemas que usan agua. Para esto, se han reducido los problemas producidos por el viento y otros que afectan la resistencia térmica del equipo.

Duvenhage y col. (1996) realizaron las primeras investigaciones acerca de las distorsiones del flujo enviado por los ventiladores debidas a la velocidad del viento. Determinaron que en la dirección cruzada al intercambiador de calor, el viento produce una disminución en el flujo volumétrico de los ventiladores; mientras que en la dirección paralela se produce recirculación del aire caliente, aumentando así

la temperatura del aire a la entrada del ventilador. Ambos fenómenos afectan al desempeño térmico del AC. Xiufeng y col. (2009) determinaron mediante un modelo numérico, la peor condición de la dirección del viento que produce un mal funcionamiento del AC. En su análisis consideraron a los edificios de la planta que se encuentran en la cercanía del AC. Si éstos están ubicados a contraviento de los ventiladores, bloquean el flujo de aire a la entrada de estos equipos y además se forma una zona de baja presión o “zona débil” en el sotavento de los edificios. Hacia esta zona se succiona el aire caliente que abandona el aerocondensador y luego se produce su recirculación hacia la entrada de los ventiladores. Para minimizar este efecto, aconsejan realizar estudios estadísticos de la dirección del viento en los últimos años para ubicar la dirección del aire menos frecuente durante el año y colocar los cuartos de la turbina y caldera a contraviento de ella. El mejor comportamiento del AC se tiene cuando el viento sopla desde un intervalo de direcciones de 90° a 180° respecto a la peor dirección establecida. En este intervalo de direcciones el aire golpea directamente sobre el AC, ya que es su lado libre. En el caso de que no exista viento, no se presenta recirculación e incrementando la altura de la plataforma se ayuda a disminuirla. Además, en la dirección crítica, entre mayor sea la rapidez del viento el flujo de calor rechazado disminuye, porque un aumento de la rapidez genera más recirculación. Según el estudio, la velocidad del viento provoca distorsiones en el flujo volumétrico enviado por los ventiladores, pero el factor que más relevancia tiene es la recirculación y es el principal responsable de la reducción del flujo de calor y en consecuencia un incremento en la presión a la salida de la turbina de vapor.

Yang y col. (2011) estudiaron el efecto de colocar un pasillo o corredor extra en el AC con el fin de incrementar la altura de la pared rompedora del viento que protege a los tubos de condensación. Mediante una simulación numérica, determinaron que el corredor exterior añadido repele los flujos de recirculación y que la temperatura del aire hacia los tubos de condensación se reduce. Sin embargo, el aumento de la altura de la pared no tiene un efecto considerable en la reducción de ninguno de los fenómenos. Owen y col. (2013) determinaron la distribución de temperaturas en la entrada de los ventiladores producida por la recirculación. Ésta se forma por vórtices de aire en la periferia del AC. Los vórtices se expanden hacia abajo, donde están los ventiladores, incrementado el flujo de recirculación

del aire caliente. Los resultados numéricos indican que la severidad de los vórtices se incrementa cuando aumenta la velocidad del viento y en consecuencia la recirculación también aumenta.

Investigaciones similares (Bredell 2005; He 2013) apuntan a determinar los efectos de la velocidad del viento en la recirculación del aire caliente y en las distorsiones del flujo enviado por los ventiladores, este tipo de estudio ha marcado la tendencia en la literatura abierta respecto a los AC. En la mayoría de ellas se estudian estos problemas mediante el uso de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). El enfoque es hacia los fenómenos que suceden fuera de los tubos de intercambio de calor (el entorno del AC). Los tubos aletados, donde ocurre el intercambio de calor, se estudian con modelos de medio poroso, mientras que fuera, en el entorno, el viento y sus efectos se analizan resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes y continuidad para flujo turbulento.

El impacto de la temperatura ambiente del aire (considerada como la temperatura del aire a la entrada de los haces de tubos) en la tasa de calor rechazada fue estudiado por Pieve y col. (2011). Ellos determinaron una relación lineal entre el flujo de calor removido y la temperatura del aire ambiental. Sin embargo, un caso más interesante fue la obtención de la presión de condensación para una temperatura dada del aire, debido a que esta última tiene una relación directa con la potencia entregada por la turbina. Las temperaturas críticas en el año son importantes para la seguridad de la turbina de vapor.

Debido a que el calor específico del aire es menor respecto al del agua, la resistencia térmica del lado del refrigerante en la condensación es mucho mayor; por lo tanto, se requieren extensas superficies aletadas, que incrementan el tamaño del condensador. En este sentido se han realizado estudios que han permitido diseñar tubos aletados óptimos para reducir el tamaño del AC, aumentando el flujo de calor extraído. Matos y col. (2003) estimaron un incremento de 19% en la transferencia de calor en tubos elípticos, comparada con la obtenida en tubos de sección circular. Deng y col. (2011) simularon una planta con un AC de tubos de sección circular para comparar su eficiencia contra un AC de tubos planos. Encontraron que la planta es más eficiente cuando se usan tubos planos en el intercambiador del AC y los resultados se acercan más a la eficiencia de la planta que se obtiene con los sistemas de enfriamiento húmedo. El uso de tubos planos, además, permite incrementar considerablemente la superficie aletada, esto hace a los AC más compactos. Yang y col. (2012)

obtuvieron el coeficiente de convección y el factor de fricción en el lado del aire de este tipo de bancos de tubos para la disposición de las aletas que recientemente se usan en los AC. Adicionalmente, se cambió el ángulo en que se sueldan las aletas al tubo, con esto se logra que el aire que envía el ventilador pase directamente por el espacio entre aletas, evitándose así la formación de una resistencia adicional provocada por el ensuciamiento de la superficie. Obtuvo correlaciones para la transferencia de calor y caída de presión para este último caso. Por otro lado, el ensuciamiento puede ocasionar una caída en el rendimiento del AC y es necesario evitar su formación y removerla. Hongbin y col. (2010) estudiaron los diferentes tipos de resistencia por ensuciamiento y proporcionaron una guía para la limpieza del aerocondensador. Determinaron que la mayor resistencia por ensuciamiento se presenta en el interior de los tubos.

La mayoría de la información de aerocondensadores en la literatura abierta trata del análisis detallado de problemas específicos que proponen soluciones para la operación y el diseño de estos equipos, y son estudiados a través de modelos en estado permanente. Han servido para reducir los problemas técnicos y para diseñar sistemas de enfriamiento seco que tengan un desempeño cada vez más cercano al rendimiento de los sistemas convencionales. Sin embargo dada la naturaleza inestable del AC (al depender de las condiciones del aire del medio ambiente) es de ayuda, para entender su comportamiento global, realizar modelos dinámicos y conocer su respuesta en el tiempo cuando ocurren perturbaciones y bajo distintas condiciones de operación, todo esto considerando al AC como un sistema dinámico.

El modelado y la simulación dinámica tienen diversos usos, como el análisis de la operación de un sistema, desarrollo de estrategias de control, prueba del sistema de control y desarrollo de prácticas operacionales. Los modelos se hacen considerando que los equipos o plantas están compuestos por varios subsistemas que interactúan entre sí y que forman un sistema. Este enfoque sistémico permite establecer metodologías generales de modelado y simulación que se aplican a sistemas tan diversos y distintos entre sí como: simulación de centrales de ciclo combinado para diseñar el sistema de control (Casella y col. 2012), modelado dinámico para estudiar la estabilidad de un biorreactor (Gómez y col. 2015) y el análisis de los transitorios en una línea de gas natural que suministra a la caldera de una central termoeléctrica (Gonzales y col. 2007), entre muchos otros sistemas

en los que existen procesos distintos.

El estudio de un AC desde la perspectiva de un sistema dinámico ha sido, hasta donde los autores saben, muy poco realizado. Los sistemas dinámicos se pueden representar mediante conjuntos de ecuaciones diferenciales ordinarias, cuya variable independiente es el tiempo. Las ecuaciones se estructuran de tal forma que se identifiquen claramente las entradas y salidas para estudiar al sistema modelado. De esta manera, los efectos de los cambios en las variables de entrada son estudiados a través de las variables de salida. En el caso del AC, las variables de entrada tienen que ver con las condiciones de operación y las variables de salida son aquellas que definen su comportamiento térmico, como la presión de condensación. Lo anterior, mediante un modelo que considere balances tanto en el interior como en el exterior de los tubos; un enfoque distinto al frecuentemente usado, en el que se considera a los tubos aletados como un medio poroso y donde no se toma en cuenta lo que sucede en el interior de los tubos (Artemov 2014). El modelo también contiene información acerca de la geometría y área de transferencia de calor de las aletas, misma que puede modificarse para probar distintas configuraciones. Otro aspecto importante del enfoque dinámico, es el conocimiento del comportamiento de las variables de salida en el tiempo, los ingenieros de control usan la información obtenida de este tipo de análisis para diseñar instalaciones seguras y para la protección de equipo muy costoso (Gonzales y col. 2007).

En la literatura abierta se dispone de muy poca información acerca del análisis dinámico de aerocondensadores. Dong y col. (2008) estudiaron el comportamiento dinámico de un aerocondensador bajo distintas perturbaciones, como cambio abrupto del flujo másico de aire de enfriamiento, temperatura del aire y flujo másico de vapor. Obtuvieron una buena respuesta dinámica del sistema. El vacío disminuyó cuando se redujo el flujo volumétrico de aire de enfriamiento y cuando se aumentó la temperatura del aire. El estudio solo presenta resultados de cambios dinámicos en el AC y no se realiza un análisis de la operación del sistema en estado permanente. Esta es la única referencia encontrada en estudios dinámicos de aerocondensadores. En la presente investigación se plantean los modelos de manera distinta a Dong y col. y también se analiza el comportamiento del estado permanente del AC con distintas condiciones de operación, bajo el enfoque de un sistema dinámico con múltiples entradas y salidas. Además, se realiza el estudio del comportamiento dinámico del sistema bajo

perturbaciones.

La simulación dinámica se puede aplicar a una instalación en fase de diseño o para el análisis de una planta en operación. En este trabajo se analiza el AC descrito anteriormente mediante el modelado matemático en forma modular, para simular el efecto de distintos valores de la temperatura y flujo másico de aire en la presión de condensación, además se analizan los transitorios cuando ocurren cambios abruptos en las mismas variables, con el fin de evaluar su influencia en la presión de vacío que se logra en el condensador.

3 Técnica empleada para la simulación

Es conveniente aplicar una serie de pasos consecutivos para poder llevar a cabo la simulación, como se muestra en la Fig. 2. El punto de partida es el análisis de los diagramas de tuberías e instrumentación (DTI's) y su simplificación. Esta última acción depende de los objetivos del estudio y la profundidad del mismo. Después se considera a cada equipo como un módulo, de acuerdo con su función en el sistema. Si se requiere un análisis detallado en algún equipo o existen equipos internos en él, su módulo representativo se divide en submódulos. Esta división permite visualizar el sistema completo bajo análisis como un conjunto de varios elementos ordenados de manera jerárquica.

El AC bajo análisis está configurado por quince ventiladores localizados en tres filas, de manera que en cada una de ellas están ubicados cinco ventiladores en serie. El módulo correspondiente al equipo AC se divide en quince submódulos, cada uno corresponde a una célula, el número de ventiladores es la referencia para determinar tal cantidad de submódulos. Cada uno de estos contiene n tubos aletados que son enfriados por el mismo ventilador.

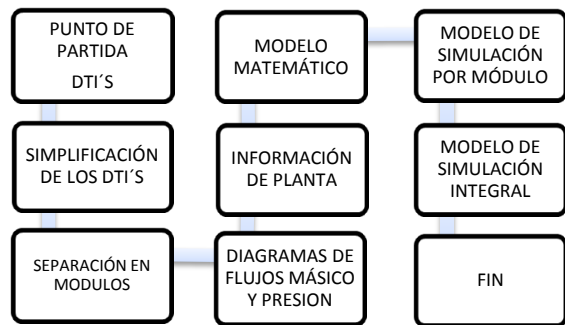


Fig. 2. Pasos ejecutados para llevar a cabo la simulación.

Una vez que los módulos y submódulos están definidos, se aplican las ecuaciones de conservación de masa y energía usando el método de parámetros concentrados. Este método considera cambios temporales en las variables pero no cambios espaciales en el volumen de control, de esta forma, se obtiene un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias simultáneas con el tiempo como variable independiente. Generalmente estas ecuaciones contienen parámetros que son representados a través de ecuaciones constitutivas. El conjunto de ecuaciones se resuelve, de manera simultánea, mediante un software de simulación. Este último ofrece un ambiente modular en el que el usuario puede agregar y arrastrar bloques para crear el programa de simulación cuyas salidas proporcionan información acerca del comportamiento, en el tiempo, de las variables importantes. Finalmente el programa de simulación de cada módulo se acopla con todos los módulos de la instalación para crear un modelo de simulación integral que se ejecuta bajo diversas condiciones de operación y disturbios.

En este análisis del desempeño térmico de la central de ciclo combinado, solo se analiza el AC; por lo tanto, se tiene un módulo. Dentro de este módulo se tienen quince submódulos, cada uno está en referencia al conjunto de tubos aletados enfriados por el mismo ventilador. En cada tubo aletado se presenta el mismo fenómeno: condensación del vapor en el interior y calentamiento del aire en el exterior al extraerse el calor latente del vapor. Por simplicidad se considera que todos los tubos son condensadores (tipo C).

4 Modelado matemático

4.1 Tubo individual

Se obtiene el modelo matemático usando un tubo aletado individual como referencia. El objetivo es encontrar la respuesta de variables importantes que indiquen el comportamiento del sistema. La variable de interés en este caso (salida del sistema) es la presión de condensación. El volumen de control para el análisis se muestra en la Fig. 3.

Se asume lo siguiente:

- El fluido de trabajo dentro del tubo es puro
- La resistencia térmica de la pared del tubo es despreciable
- Las resistencias térmicas por ensuciamiento dentro y fuera del tubo se desprecian

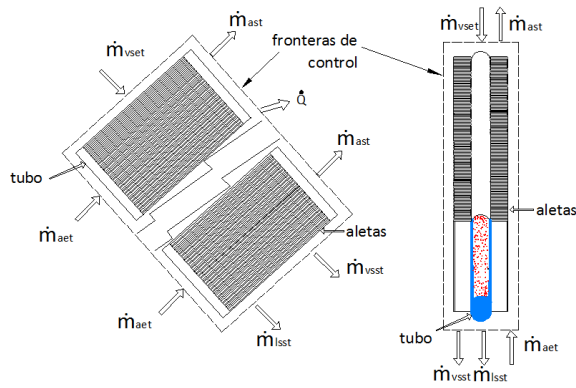


Fig. 3. Volumen de control de un tubo inclinado como referencia para el modelado.

- La resistencia de contacto entre la pared y la aleta es despreciable
- La caída de presión del vapor se desprecia

Estas simplificaciones implican que en el interior del tubo no se considera el flujo de gases no condensables, sino sólo de vapor saturado. Además, la resistencia térmica de la pared es pequeña respecto a la resistencia térmica de los fluidos dentro y fuera del tubo, así que su exclusión no afecta la exactitud del modelo. En cuanto a las resistencias por ensuciamiento y de contacto, si bien éstas no aparecen en el modelo, en el ajuste del mismo con datos de la planta se considera su efecto. Por último, se asume que la presión en el interior del tubo es uniforme y, como el estudio apunta al comportamiento térmico del AC y no al comportamiento hidráulico, no se toma en cuenta la pequeña caída de presión del vapor en el tubo.

4.1.1 Vapor en el interior del tubo

Balance de masa

El flujo de vapor saturado que entra al tubo, menos el que se condensa, menos el vapor que sale del tubo es igual a la tasa de acumulación de vapor en el tubo.

$$\frac{dm_{vs}}{dt} = \dot{m}_{vset} - \dot{m}_{lss} - \dot{m}_{vsst} \quad (1)$$

El flujo másico de vapor saturado en la salida del tubo es proporcional a la cantidad de masa de vapor en el tubo, ya que entre más masa de vapor haya en el tubo sin condensarse, mayor será la cantidad de vapor que se desaloje del tubo.

$$\dot{m}_{vsst} \propto m_{vs} \quad (2)$$

Por lo que se requiere una constante de proporcionalidad para convertir la relación en igualdad.

$$\dot{m}_{vsst} = a m_{vs} \quad (3)$$

Las unidades de a son s^{-1} . Esta constante se obtiene de ajustes del modelo con valores de la planta en estado permanente y su valor es de $0.2742 s^{-1}$.

Balance de energía

Asumiendo que la entalpía específica del vapor saturado es constante a lo largo del interior del tubo, se puede escribir la siguiente igualdad,

$$\frac{dm_{vs}i_{vs}}{dt} = \dot{m}_{vset}i_{vs} - \dot{m}_{lss}i_{ls} - \dot{m}_{vsst}i_{vs} - h_i A_{it}(T_c - T_t) \quad (4)$$

Por otro lado, considerando que el cambio de entalpía específica del vapor saturado en el tiempo es despreciable, se tiene,

$$\frac{dm_{vs}i_{vs}}{dt} = i_{vs} \frac{dm_{vs}}{dt} \quad (5)$$

Por lo tanto la Ec. (4) queda,

$$i_{vs} \frac{dm_{vs}}{dt} = \dot{m}_{vset}i_{vs} - \dot{m}_{lss}i_{ls} - \dot{m}_{vsst}i_{vs} - h_i A_{it}(T_c - T_t) \quad (6)$$

4.1.2 Pared del tubo

Balance de energía

En la pared del tubo tomando como referencia la Fig. 4 se tiene,

$$\frac{dm_t C_{pt} T_t}{dt} = h_i A_{it}(T_c - T_t) - h_e \eta_{se} A_{et}(T_t - \bar{T}_a) \quad (7)$$

Donde m_t es la masa de un tubo de condensación.

4.1.3 Aire de enfriamiento en el exterior del tubo

En el exterior del tubo se encuentran las aletas, los balances se hacen para el aire que pasa entre ellas.

Balance de masa

La tasa de acumulación del aire en los ductos entre las aletas es igual al flujo másico de aire a la entrada menos el flujo másico de aire a la salida del tubo,

$$\frac{dm_{at}}{dt} = \dot{m}_{aet} - \dot{m}_{ast} \quad (8)$$

Si la masa de aire en los ductos entre aletas no se acumula,

$$\dot{m}_{aet} = \dot{m}_{ast} = \dot{m}_{at} \quad (9)$$

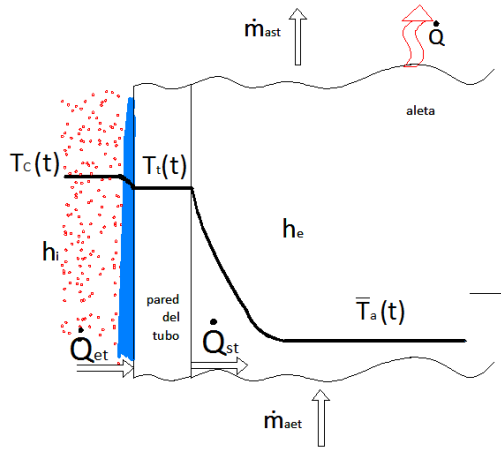


Fig. 4. Transferencia de calor en un tubo aletado.

Por otro lado, se asume que la temperatura del aire entre aletas es el promedio de la temperatura del mismo a la entrada y a la salida de los ductos formados entre las aletas.

$$\bar{T} = \frac{T_{ae} - T_{as}}{2} \quad (10)$$

Balace de energía

$$\frac{dm_{at}i_a}{dt} = \dot{m}_{aet}i_{ae} - \dot{m}_{ast}i_{as} + h_e\eta_{se}A_{et}(T_t - \bar{T}_a) \quad (11)$$

Considerando al aire como gas ideal, la variación de la entalpía específica es,

$$\Delta i_a = C_{pa}\Delta T_a \quad (12)$$

Si se supone un cambio diferencial, y sustituyendo la relación de la Ec. (12) en la Ec. (11)

$$\frac{dm_{at}C_{pa}\bar{T}_a}{dt} = \dot{m}_{at}C_{pa}(T_{ae} - T_{as}) + h_e\eta_{se}A_{et}(T_t - \bar{T}_a) \quad (13)$$

Además, asumiendo que el calor específico es constante y debido a que la masa del aire entre los ductos también permanece constante, entonces,

$$\frac{dm_{at}C_{pa}\bar{T}_a}{dt} = m_{at}C_{pa} \frac{d\bar{T}_a}{dt} \quad (14)$$

Se realiza un procedimiento algebraico en el conjunto de ecuaciones anterior para obtener el siguiente sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias, para la transferencia de calor en un tubo aletado,

$$\frac{dm_{vs}}{dt} = -am_{vs} + \frac{h_iA_{it}}{i_{fg}}T_t + \dot{m}_{vset} - \frac{h_iA_{it}}{i_{fg}}T_c \quad (15)$$

$$\frac{dT_t}{dt} = -\left(\frac{h_iA_{it}}{m_tC_{pt}} + \frac{h_e\eta_{se}A_{et}}{m_tC_{pt}}\right)T_t + \frac{h_e\eta_{se}A_{et}}{m_tC_{pt}}\bar{T}_a + \frac{h_iA_{it}}{m_tC_{pt}}T_c \quad (16)$$

$$\frac{d\bar{T}_a}{dt} = \frac{h_e\eta_{se}A_{et}}{m_{at}C_{pa}}T_t - \frac{(2\dot{m}_aC_{pa} + h_e\eta_{se}A_{et})}{m_{at}C_{pa}}\bar{T}_a + \frac{2\dot{m}_{at}}{m_{at}}T_{ae} \quad (17)$$

4.2 Submódulo o célula

Un submódulo de n tubos toma en cuenta el número de tubos aletados que son enfriados por el mismo ventilador. Para modelar un submódulo, además de las suposiciones hechas para un tubo individual, se considera que tanto el flujo másico de aire enviado por el ventilador como el flujo másico de vapor son uniformes en cada tubo. Con estas simplificaciones relativas a la uniformidad de flujos másicos en cada tubo, el conjunto de ecuaciones por célula es,

$$\frac{dm_{vs}}{dt} = -\frac{a}{n_t}m_{vs} + \frac{h_iA_{it}}{i_{fg}}T_t + \frac{1}{n_t}\dot{m}_{vseM} - \frac{h_iA_{it}}{i_{fg}}T_c \quad (18)$$

$$\frac{dT_t}{dt} = -\left(\frac{h_iA_{iM}}{m_{tM}C_{pt}} + \frac{h_e\eta_{se}A_{eM}}{m_{tM}C_{pt}}\right)T_t + \frac{h_e\eta_{se}A_{eM}}{m_{tM}C_{pt}}\bar{T}_a + \frac{h_iA_{iM}}{m_{tM}C_{pt}}T_c \quad (19)$$

$$\frac{d\bar{T}_a}{dt} = \frac{h_e\eta_{se}A_{eM}}{m_{aM}C_{pa}}T_t - \frac{(2\dot{m}_{av}C_{pa} + h_e\eta_{se}A_{eM})}{m_{aM}C_{pa}}\bar{T}_a + \frac{2\dot{m}_{av}}{m_{aM}}T_{ae} \quad (20)$$

Donde el vapor es considerado como gas ideal.

$$p_cV = m_{vs}RT_c \quad (21)$$

Una de las variables que se obtienen al resolver el sistema de ecuaciones por submódulo es la masa de vapor saturado en el interior del tubo. Para obtener la presión del vapor dentro del tubo aletado, se utiliza la Ec. (21). El uso de esta ecuación es posible debido a que el vapor presenta bajas presiones. Éstas, son presiones debajo de la presión atmosférica, porque el AC opera con vacío. Así, la ecuación de los gases ideales predice su comportamiento sin necesidad de usar el factor de compresibilidad para ajustarla.

Además se utilizó una relación termodinámica entre la presión y temperatura de saturación. Con esta expresión se calcula la temperatura de condensación, usando el valor de la presión obtenida con el modelo del gas ideal.

5 Simulación, resultados y discusión

Se implementó un programa de simulación en ambiente Simulink. Algunos parámetros (coeficientes de las variables de estado en el conjunto de EDO's) se ajustaron mediante datos de la central termoeléctrica operando en estado permanente, en el punto de diseño del AC, las variables de referencia para el ajuste fueron la temperatura del aire ambiental, el flujo másico de vapor a la entrada del condensador y el flujo másico de aire del ventilador. Otros parámetros fueron obtenidos mediante relaciones empíricas disponibles en la literatura técnica sobre equipo de intercambio de calor similar.

Se simuló un submódulo del cual el programa de simulación se muestra en la Fig. 5, la respuesta se aproximó a los datos empíricos de la planta. Los valores de entrada al programa de simulación fueron los mismos usados para el ajuste del modelo. Después, los quince submódulos se integraron en un programa de simulación dinámica del aerocondensador. Finalmente, el programa general del AC fue usado para simular la respuesta dinámica del aerocondensador y su comportamiento bajo distintas condiciones de operación y disturbios.

El modelo fue validado comparando sus valores de salida contra datos empíricos de mediciones de la planta. Se usaron tres estados permanentes para validar el modelo, el error del mismo se muestra en la tabla 1. Los resultados del modelo son aproximados a los de la planta cuando sus datos de entrada son cercanos a los de su ajuste. Para valores de entrada cercanos a los del ajuste, en la temperatura

de condensación se tiene un error de 0.09 % para una temperatura ambiental de 25° C. Al bajar la temperatura ambiental alrededor de 4° C y 10° C de ese valor, el error aumenta a 0.67 % y 1.54 % respectivamente. Esto indica la tendencia del modelo, a aumentar el error a medida que se dan valores de prueba cada vez más alejados de los valores con los que se hizo el ajuste del modelo.

5.1 Comportamiento del AC bajo distintas condiciones de operación

En estas pruebas se analiza el valor de la presión de condensación para diferentes condiciones de operación en estado permanente (temperatura del aire, flujo másico de vapor y flujo másico de aire), es la información relevante en esta sección, no se analiza la respuesta transitoria de manera cuantitativa. El transitorio sólo describe cualitativamente el tiempo que lleva alcanzar el estado permanente, para establecer cuál de las tres condiciones de operación tiene más influencia en el arribo del AC al estado permanente. Los valores de diseño son, temperatura del aire 25° C, flujo másico de vapor 126 kg/s y flujo másico de aire 663 kg/s por ventilador.

5.1.1 Prueba de temperatura del aire ambiental

Se introducen los valores de diseño del flujo másico de vapor y del flujo másico de aire enviado por todos los ventiladores. La entrada que se modifica para cada corrida es la temperatura del aire ambiental y sus valores son 15° C, 25° C y 35° C. Los resultados se muestran en la Fig. 6.

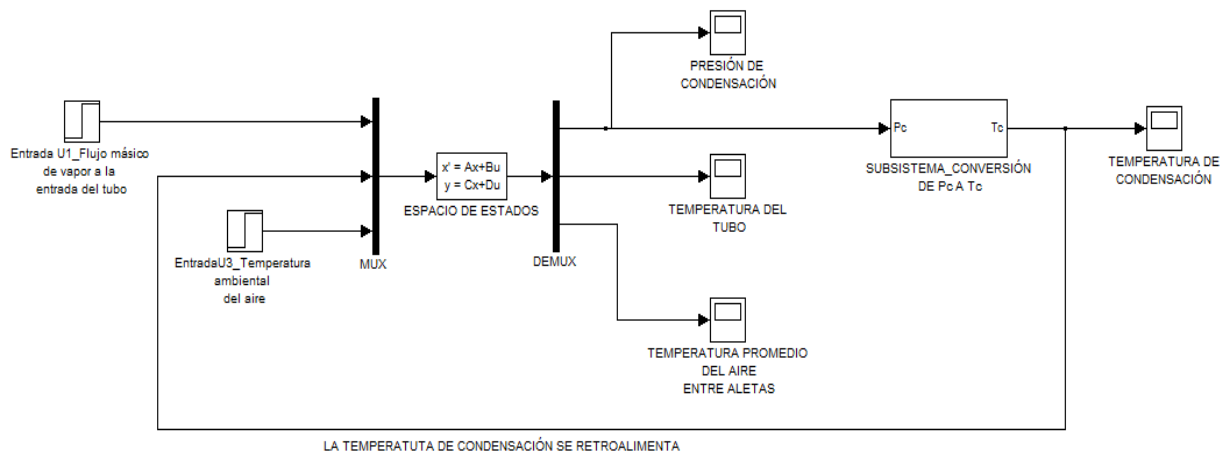


Fig. 5. Modelo de simulación en simulink para una célula del AC.

Tabla 1. Mediciones de planta y resultados del modelo para la validación del mismo.

Parámetro	Prueba 1		Prueba 2		Prueba 3	
	Valor empírico de planta	Modelo	Valor empírico de planta	Modelo	Valor empírico de planta	Modelo
Temperatura del aire ambiental (°C)	26.17	26.17	22.31	22.31	15.99	15.99
Flujo másico de vapor(kg/s)	123.12	123.12	123.08	123.08	122	122
Temperatura de condensación (K)	332.85	333.17	331.5	329.31	327.65	322.69
Presión de condensación (kPa)	No se mide cerca de los tubos aletados	20.73	No se mide cerca de los tubos aletados	17.67	No se mide cerca de los tubos aletados	12.14
Error en la temperatura de condensación		0.09 %		0.67 %		1.54 %

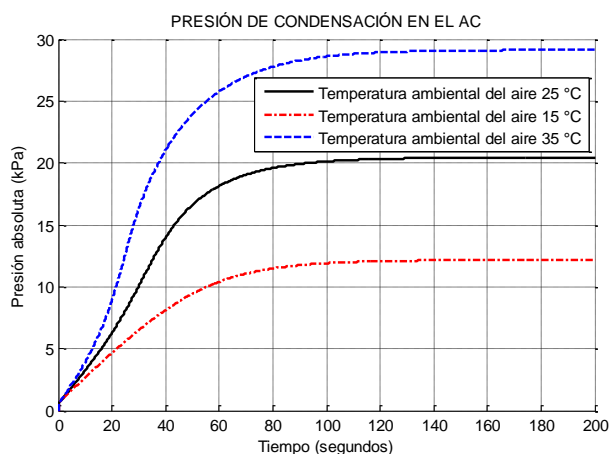


Fig. 6. Comportamiento de la presión de condensación para diferentes temperaturas del aire ambiental.

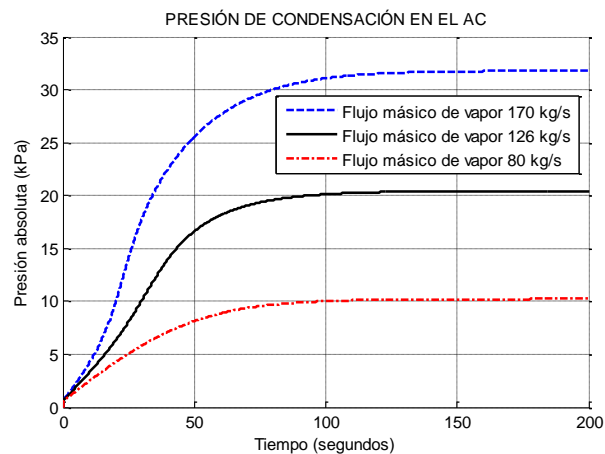


Fig. 7. Comportamiento de la presión de condensación para diferentes flujos másicos de vapor.

5.1.2 Prueba de flujo másico de vapor

Para ver la influencia del flujo másico de vapor, se fijan los valores de diseño de la temperatura del aire y del flujo másico de aire. La Fig. 7 muestra el comportamiento de la presión de condensación para distintos valores de entrada del flujo másico de vapor.

5.1.3 Prueba del flujo másico del aire

La Fig. 8 ilustra la influencia del flujo másico de aire en la presión de condensación del AC. La presión menor que se muestra es la obtenida bajo condiciones de diseño. Si el flujo másico de aire es reducido a la mitad, la presión en el AC se incrementará hasta 62 kPa. Cuando el flujo másico de aire es cercano a cero,

la presión se aumenta aún si el flujo másico de vapor disminuye como se aprecia en la figura.

Se observa que el valor del flujo másico de aire, en la Fig. 8, es el parámetro que más afecta a la respuesta transitoria, el mayor tiempo en el que se presenta la estabilidad está dado al cambiar esta condición de operación. Si se disminuye el flujo másico de aire a la mitad, entonces el tiempo para llegar al estado permanente se duplica. Esto no ocurre para cambios de flujo másico de vapor ni para cambios en la temperatura del ambiente. En la Fig. 6, se nota que a pesar de que existe diferencia en la temperatura del ambiente, el tiempo del transitorio es similar en cualquiera de ellas.

5.2 Estado permanente del AC bajo distintas condiciones de operación y número de células

El modelo permite realizar varias pruebas al AC en estado permanente para determinar el comportamiento bajo grandes rangos en ciertas variables. De esta manera es posible estudiar cómo afectan estas variables a su comportamiento. En la tabla 2 se presenta información del estado permanente del aerocondensador. En las columnas segunda y tercera se tiene el efecto de la temperatura del aire en el vacío en el condensador; debido a que el desempeño del AC es muy afectado por los cambios de temperatura del aire, es importante estimar cuáles serán las presiones mínimas y máximas durante el día y la noche, y más aún durante el año a través de una variable fácilmente medible como lo es la temperatura del aire. Esta información se estimó con el flujo másico

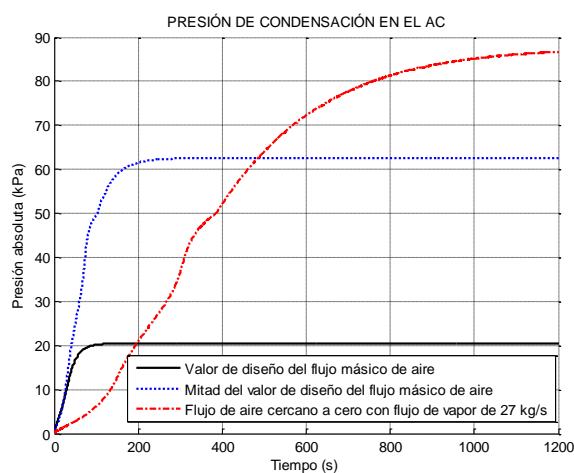


Fig. 8. Comportamiento de la presión de condensación para diferentes flujos másicos de aire de enfriamiento.

máximo de aire de enfriamiento entregado por los ventiladores y el flujo másico de vapor, ambos con valor de diseño y con 15 células en operación. Si el AC opera en una región en la cual se tengan temperaturas máximas de 40° C en cierta época del año, la presión de vacío se incrementaría cercana a 38 kPa, que es una condición de operación de baja eficiencia de la planta.

En las columnas cuarta y quinta de la misma tabla se presenta el efecto del cambio en el flujo másico de vapor en el vacío. Estos valores se calcularon con temperatura de aire de diseño y con el máximo flujo de aire de enfriamiento (todos los ventiladores en operación). En caso de que se desee reducir el flujo de vapor que sale de la turbina, el modelo predice el vacío correspondiente que se obtendría con las 15 células funcionando.

Como el fenómeno que ocurre en el AC es el mismo para cada célula, es posible estimar los efectos que se presentan al incrementar o disminuir el número de ellas. En el caso bajo análisis se tienen 15 submódulos, sin embargo se puede reducir o ampliar su número para ver qué efecto tendría en el vacío. Si se va instalar un AC con el mismo tipo de geometría de tubos y estructura, pero en regiones con temperaturas mayores, manteniendo fija la carga de flujo de vapor, entre mayor sea la temperatura de la región se necesitarán más células de condensación. El modelo predice la presión de condensación que se lograría en caso de que se aumentaran tanto la temperatura ambiental del aire como el número de células. Con esta información se pueden plantear diferentes configuraciones (número de células) para cumplir con las condiciones de alguna planta en particular en donde se instalará el AC. En las últimas columnas de la tabla 2 se muestra la estimación del vacío que se produce para diferente número de células, con los ventiladores enviando el máximo flujo másico de aire (valor de diseño) y a una temperatura ambiental de 25°C, esto mismo se puede hacer para la mayor temperatura en el año, que corresponde a condiciones críticas de operación. Se observa que la presión disminuye al aumentar el número de células, lo cual es lógico porque se está aumentando tanto el aire de enfriamiento como la superficie aletada.

5.3 Respuesta del AC a disturbios (respuesta transitoria)

5.3.1 Disturbio en el flujo másico de aire

El disturbio es producido cuando el flujo másico de aire se reduce abruptamente a la mitad de su valor de

Tabla 2. Resultados del modelo en estado permanente bajo distintas condiciones de operación y número de células en operación.

Nº de prueba	Temperatura del aire ambiental (°C)	Presión de condensación (kPa)	Flujo másico de vapor (kg/s)	Presión de condensación (kPa)	Nº de células	Presión de condensación (kPa)
1	0	5.19	80	10.22	10	44.47
2	5	6.67	90	12.27	11	32.54
3	10	8.80	100	14.59	12	27.69
4	15	12.17	110	16.92	13	24.68
5	20	16.41	120	19.14	14	22.37
6	25	20.44	130	21.30	15	20.44
7	30	24.42	140	23.47	16	18.73
8	35	29.12	150	25.77	17	17.18
9	40	38.31	160	28.39	18	15.76
10	45	48.15	170	31.79	19	14.46

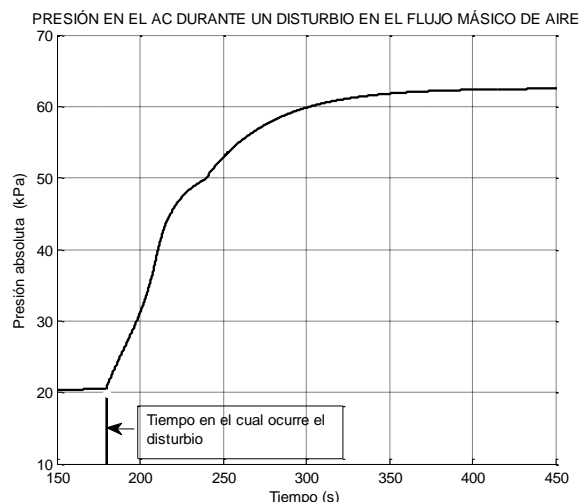


Fig. 9. Variación de la presión de condensación durante un disturbio en el flujo másico de aire.

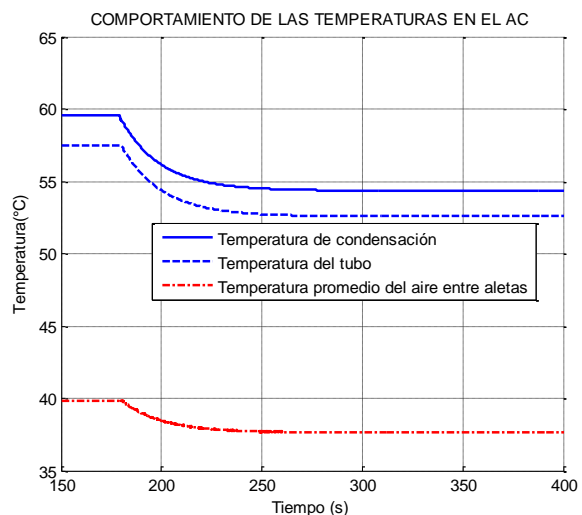


Fig. 10. Comportamiento de distintas temperaturas del AC cuando ocurre una caída abrupta en el flujo másico de vapor.

diseño. La presión de condensación aumenta hasta alcanzar un nuevo estado permanente y el tiempo en el que esta transición ocurre es importante. La Fig. 9 muestra el comportamiento de la presión en esta situación. La prueba es con valores de flujo másico de vapor y temperatura de diseño. Con la disminución de flujo másico de aire mencionada, la presión del AC aumenta hasta 62 kPa, que es una condición crítica para la operación de la turbina. Además lo hace en un tiempo aproximando de 3 minutos.

5.3.2 Disturbio en el flujo másico de vapor

Se crea un cambio en escalón en el flujo másico de vapor proveniente de la turbina para analizar su influencia en varios parámetros del AC. El disturbio va del 100% al 85% del valor de diseño.

La Fig. 10 muestra la forma en que son afectadas varias temperaturas asociadas al comportamiento del AC: la temperatura de condensación, la temperatura

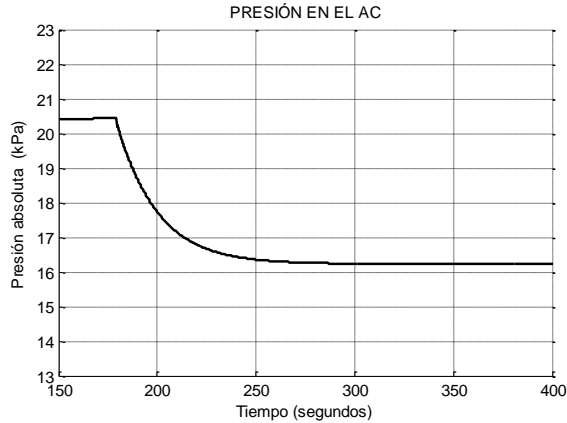


Fig. 11. Variación de la presión durante un disturbio en el flujo másico de vapor.

promedio del aire ambiental entre las aletas y la temperatura de la pared del tubo, todas bajan hasta alcanzar un valor menor, debido a la reducción del flujo másico de vapor, lo cual indica un comportamiento razonable. La Fig. 11 ilustra el comportamiento de la presión de condensación. Los valores del flujo másico de aire de los ventiladores y de la temperatura son los de diseño. Al existir menor flujo másico de vapor, la presión en el interior del AC se reduce hasta un valor cercano a los 16 kPa.

Se puede hacer una prueba adicional, como la reducción de la temperatura del ambiente debido a una situación de nevada o granizada y su efecto en la presión de condensación.

Conclusiones

La respuesta dinámica del modelo es adecuada, cuando se introducen diferentes condiciones de operación, los valores de salida de varios parámetros satisfacen lo que ocurriría lógicamente en el AC real. La respuesta es más exacta para valores de entrada cercanos a las condiciones de operación de diseño; sin embargo, cuando los valores de entrada son lejanos de esos valores, la exactitud de modelo se reduce. Esto es porque se realizó el ajuste usando datos empíricos de la planta en la condición de diseño. Este modelo dinámico funciona como un laboratorio para analizar diferentes condiciones de operación. Puede predecir cuál será la presión de condensación mínima y máxima, dependiendo de las temperaturas extremas durante el año, para de esta manera saber si el AC cumplirá las condiciones críticas de operación de la turbina. Debido a su estructura modular,

puede ser mejorado agregando equipos y modelos más detallados y complejos. Los datos empíricos fueron muy útiles para ajustar ciertos parámetros y hacer que el comportamiento sea similar al de la planta, sin embargo se deben proponer modelos complementarios que consideren variaciones espaciales para el cálculo de parámetros importantes de transferencia de calor. De esta manera se podría utilizar la información medida empírica de la planta para un uso prioritario en la validación y no para el ajuste.

El tiempo del transitorio durante disturbios es importante para diseñar sistemas de control que permitan una operación óptima y segura durante la operación del AC. Se debe de hacer investigación adicional más detallada, para crear un modelo del cual su respuesta coincida con la planta para cualquier punto de operación que pueda ser usado como base para un estudio del control del AC.

Agradecimientos

Se agradece al CONACYT por la beca de doctorado nacional número 239235 y al personal de CFE de la Central de Ciclo Combinado San Lorenzo. Especialmente al Ingeniero Armando Buendía Zavala, jefe de instrumentación y control y a los ingenieros del área de operaciones, por la información y datos de operación de la planta otorgados.

Nomenclatura

A_{it}	área interior del tubo, m^2
A_{et}	área exterior de transferencia de calor del tubo, m^2
A_{iM}	área interior del submódulo, m^2
A_{eM}	área exterior de transferencia de calor del submódulo, m^2
C_{pa}	calor específico del aire, J/kg·K
C_{pt}	calor específico del material del tubo, J/kg·K
h	coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
i	entalpía específica, J/kg
i_{fg}	entalpía de cambio de fase, J/kg
m	masa, kg
\dot{m}	flujo másico, kg/s
n_t	número de tubos por módulo, adimensional
η_{se}	efectividad del área exterior de transferencia de calor, adimensional
p	presión, kPa
R	constante del vapor, J/kg·K
T	temperatura $^\circ C$
V	volumen, m^3

Subíndices

<i>aet</i>	aire a la entrada
<i>ast</i>	aire a la salida
<i>a</i>	aire entre aletas
<i>at</i>	aire entre aletas por tubo
<i>aM</i>	aire entre aletas por submódulo
<i>aV</i>	aire del ventilador
<i>c</i>	condensación
<i>e</i>	exterior por submódulo
<i>i</i>	interior
<i>iM</i>	interior por submódulo
<i>lsst</i>	líquido saturado a la salida del tubo
<i>M</i>	submódulo
<i>t</i>	tubo
<i>tM</i>	todos los tubos del submódulo
<i>vs</i>	vapor saturado
<i>vset</i>	vapor saturado a la entrada del tubo
<i>vseM</i>	vapor saturado a la entrada del submódulo
<i>vsst</i>	vapor saturado a la salida del tubo

Referencias

Artemov V. I., Minko K. B, y Yankov G. G. (2014). Modeling steam condensation from steam-air mixture in the inclined tubes of an air-cooled condenser. *Thermal Engineering* 61, 30-40.

Bredell, J. R., Kröger D. G. y Thiar G. D. (2006). Numerical investigation of fan performance in a forced draft air-cooled steam condenser. *Applied Thermal Engineering* 26, 846-852.

Casella, F. y Colonna, P. (2012). Dynamic modelling of IGCC power plants. *Applied Thermal Engineering* 35, 91-111.

Deng, H. y Boehm, R. (2011). An estimation of the performance limits and improvement of dry cooling on trough solar thermal plants. *Applied Energy* 88, 216-223.

Dong, S. y Liu J. (2008). Simulation Analysis and Mathematics Model Study of Direct Air-cooling Condenser. Presentación 978-1-4244-2503-7. 1-3 Septiembre. Qingdao, China. International Conference on Automation and Logistics.

Duvenhage, K. y Kröger, D. G. (1996). The influence of wind on the performance of forced draught air-cooled heat exchanger. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 62, 259-277.

Gómez A.R.V., Lara C. G., Femat R. y Aguilar L. R. (2015). Sobre el comportamiento dinámico de un tipo de biorreactor con un coeficiente de rendimiento no convencional. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 14, 149-165.

Gonzales, B y Sala, J. (2007). Modelling and dynamic simulation of processes with MATLAB. An application of a natural gas installation in a power plant. *Energy* 32, 1271-1282.

He, W.F., Dai, Y.P., Wang J. F., Li M. Q. y Ma Q. Z. (2013) Performance prediction of an air-cooled steam condenser using UDF method. *Applied Thermal Engineering* 50, 1339-1350.

Hongbin Z., Ling C. y Haixia W. (2010) Study on the heat transfer coefficient of direct air cooled condenser. Presentación 978-1-4244-7831-6. 19-20 Junio. Beijing, China. *International Conference on Advances in Energy Engineering*.

Klee, H. (2007). *Simulation of Dynamic Systems with MATLAB and SIMULINK*. Editorial CRC Press.

Matos, R.S., Laursen, T.A., Vargas, J.V.C. y Bejan A. (2004). Three-dimensional optimization of staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection. *International Journal of Thermal Sciences* 43, 477-487.

Owen, M. y Kröger, D. G. (2013). Contributors to increased fan inlet temperature at an air-cooled steam condenser. *Applied Thermal Energy* 50, 1149-1156.

Pieve, M. y Salvadori, G. (2011). Performance of an air-cooled steam condenser for a waste-to-energy plant over its whole operating range. *Energy Conversion and Management* 52, 1908-1913.

Shah, R. K. y Sekulic, D. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Editorial John Wiley and Sons.

Wurtz, W. (2008). Air-cooled condensers eliminate plant water use. Disponible en: <http://www.powermag.com/air-cooled-condensers-eliminate-plant-water-use/?pagenum=2>

Xiufeng, G., Chengwei Z., Jinjia, W. y Bo, Y. (2009). Numerical simulation of heat transfer performance of an air-cooled steam condenser

in a thermal power plant. *Heat and Mass Transfer* 45,1423-1433.

Yang L. J., Du Y. Z. y Yang Y.P. (2011). Influences of wind-break wall configurations upon flow and heat characteristics of air cooled condensers in a power plant. *International Journal of Thermal*

Sciences 50, 2050-2061.

Yang L., Tan H., Du X. y Yang Y. (2012). Thermal flow characteristics of the new wave-finned flat tube bundles in air-cooled condensers. *International Journal of Thermal Sciences* 53, 166-174.