

EFECTO DE LA CAPACIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE LOS CALENTADORES DE AGUA SOBRE EL FUNCIONAMIENTO DE UN CICLO DE POTENCIA DE VAPOR

RIESGO FERNÁNDEZ, Adrián ⁽¹⁾; FOLGUERAS DÍAZ, M^a Belén ⁽¹⁾; ALONSO HIDALGO, Manuela ⁽¹⁾

ariesgofdez@gmail.com

⁽¹⁾Universidad de OVIEDO, Escuela de Ingeniería de Minas, Energía y Materiales de Oviedo, Departamento de ENERGÍA

RESUMEN

En la actualidad todavía se encuentran en funcionamiento un elevado número de centrales térmicas de vapor convencionales. En España, de la electricidad neta generada en el año 2013 aproximadamente el 15% procede de las centrales convencionales de carbón, incluyendo también la planta de gasificación integrada en ciclo combinado de ELCOGAS [1]. Durante el citado año, el número horas equivalentes de funcionamiento a plena carga de las centrales de carbón fue de 3639 horas [1]. Además, en otros países, tales como Indonesia, se han construido recientemente y se planifica la construcción de nuevas centrales térmicas de carbón pulverizado. Los ciclos de vapor construidos son ciclos regenerativos que disponen de varios calentadores de agua alimentación para mejorar su rendimiento térmico. Existen diversos estudios termodinámicos del funcionamiento de los ciclos regenerativos que emplean como parámetros fijos la diferencia terminal de temperaturas (TTD) y el grado de aproximación (DCA) de los calentadores [2].

En este trabajo se propone emplear como parámetros fijos de los calentadores el número de unidades de transferencia (NTU) correspondientes a cada zona de los mismos. Los calentadores pueden presentar una única zona (zona de condensación), dos o incluso tres zonas (desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento) dependiendo de su diseño. De esta forma, es posible analizar el efecto que tendría modificar la capacidad de transferencia de calor de cada calentador sobre el funcionamiento del ciclo, contribuyendo de este modo a establecer el diseño óptimo de los calentadores en un ciclo regenerativo. Para este estudio se ha seleccionado un ciclo regenerativo con ocho extracciones de vapor y siete calentadores de tipo cerrado (cuatro de baja presión y tres de alta presión). Los resultados han mostrado que el aumento del NTU de una determinada zona de un calentador no siempre mejora los rendimientos térmico y exergético del ciclo, dado que se producen significativas variaciones en el flujo másico de la extracción que entra al calentador considerado. La modificación del NTU de una zona de un calentador puede provocar variaciones de hasta un 0,7% en los citados rendimientos. Por consiguiente, las capacidades de transferencia de calor de cada zona de los calentadores de agua de alimentación deben diseñarse adecuadamente para optimizar el funcionamiento del ciclo.

Palabras clave: Calentador de agua, Número de unidades de transferencia, Rendimientos térmico y exergético

1. Introducción

En los ciclos de potencia de vapor regenerativos se emplean calentadores de agua para mejorar su rendimiento térmico. Al mejorar el rendimiento térmico es posible proporcionar la misma potencia eléctrica reduciendo para ello el aporte de calor necesario, lo que representa una disminución del consumo de combustible y, por consiguiente, de las emisiones de CO₂ y otros gases contaminantes a la atmósfera. Sin embargo, existe un número óptimo de calentadores de agua, dado que a partir de este número, el empleo de un calentador adicional no mejora sustancialmente el rendimiento del ciclo [3]. Además de la determinación del número óptimo de calentadores, se han publicado diversos estudios en los que se analiza el funcionamiento, desde el punto de vista energético y/o exergético, de los ciclos agua-vapor de varias centrales térmicas [4-6]. En general, para el análisis de los ciclos de potencia agua-vapor suelen emplearse como parámetros fijos la Diferencia Terminal de Temperaturas (TTD) y el Grado de Aproximación (DCA) de los calentadores de agua [2]. El empleo de la TTD y el DCA como parámetros fijos presenta diversas limitaciones. Así, bajo este supuesto no es posible analizar la influencia que tiene la eliminación de un calentador sobre el funcionamiento del ciclo o el efecto de capacidad de transferencia de calor de los calentadores sobre dicho funcionamiento. El estudio de este efecto permite replantearse el diseño de los calentadores cuando sea necesario repararlos o reemplazarlos.

El objetivo del presente trabajo es estudiar el efecto que tiene la modificación del número de unidades de transferencia (NTU) de cada zona de los calentadores de agua de un ciclo de potencia agua-vapor sobre los rendimientos térmico y exergético del ciclo. Para ello se eligió un ciclo de referencia con siete calentadores de agua de superficie y uno de mezcla (desgasificador). Para modelizar el funcionamiento del ciclo, se plantearon los balances de masa, energía y exergía, así como las ecuaciones del método de unidades de transmisión para cada zona de cada calentador (desrecalentamiento, condensación y/o subenfriamiento). Para aquellos calentadores con mayor influencia, al objeto de entender los cambios que se producen en los rendimientos del ciclo, también se estudió el efecto del NTU sobre algunos parámetros del ciclo, tales como los flujos máscicos de las extracciones, la temperatura de salida del agua de los calentadores y sus rendimientos exergéticos.

2. Método de trabajo

2.1. Ciclo de trabajo

Para analizar el efecto de los NTUs de los calentadores de agua de un ciclo de potencia regenerativo sobre el rendimiento térmico del ciclo, se ha seleccionado un ciclo de referencia como el que muestra la Figura 1. El citado ciclo consta de tres cuerpos de turbina (uno de alta presión, uno de media presión y otro de baja presión). Como se puede observar, además, el ciclo presenta ocho extracciones de vapor que calientan el agua a su paso por los calentadores de baja presión (CBP) y de alta presión (CAP) antes de entrar en el generador de vapor. Dicho precalentamiento del agua permite mejorar el rendimiento térmico del ciclo agua-vapor. Los drenajes de los calentadores de alta presión CAP3 y CAP2, así como los de los calentadores de baja presión CBP4, CBP3 y CBP2 se envían a los calentadores inmediatamente anteriores con el fin de recuperar parte de su energía térmica, mientras que los de los calentadores CAP1 y CBP1 se envían al desgasificador y condensador, respectivamente (Figura 1).

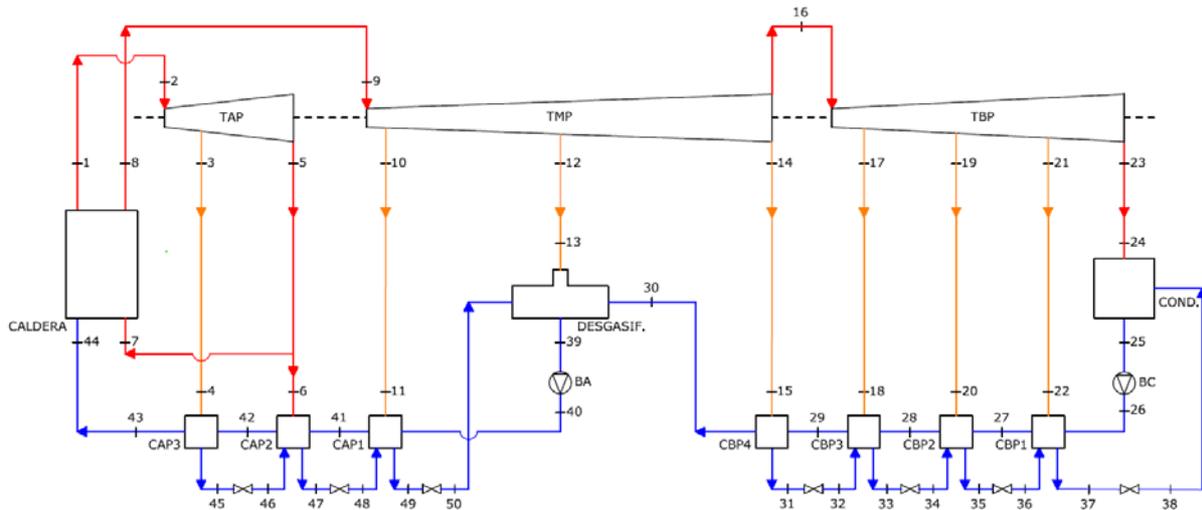


Figura 1: Diagrama de flujo del ciclo.

2.2 Calentadores de agua de tipo cerrado

En el ciclo de referencia (Figura 1), existen ocho calentadores de agua, de los cuales siete son calentadores de tipo cerrado o de superficie y uno es un calentador de mezcla (desgasificador). Los calentadores de superficie son intercambiadores del tipo de carcasa y tubos. Los calentadores pueden tener hasta tres zonas de funcionamiento: desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento. En la Figura 2 se representa el perfil de temperaturas de un calentador con las tres zonas. En la Figura 2 la línea superior indica la variación de temperatura que experimenta el vapor de la extracción, mientras que la línea inferior representa la variación de temperatura que experimenta el agua. Además, se muestra el significado de la TTD y del DCA.

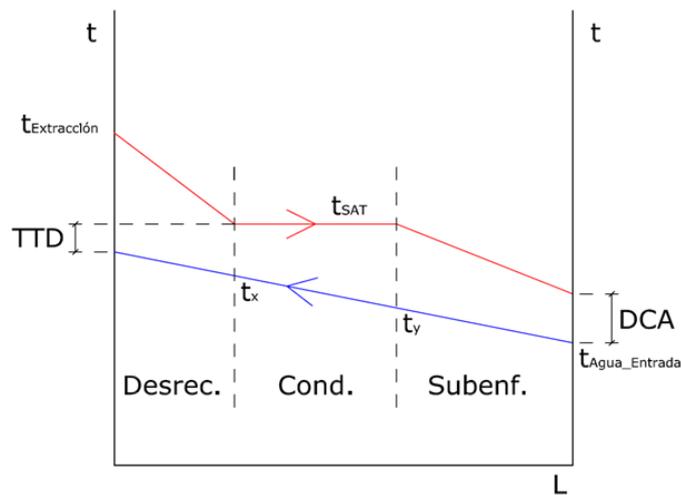


Figura 2: Variación de temperaturas en un calentador de tres zonas.

En la Tabla 1 se indican el tipo de zonas de las que consta cada calentador de tipo cerrado, así como las características del flujo y el NTU de cada zona. En las zonas de desrecalentamiento y subenfriamiento el flujo se produce en contracorriente.

Para estudiar el efecto de la capacidad de transferencia de calor de los calentadores sobre el funcionamiento del ciclo, se ha realizado una modelización del ciclo de referencia planteando los balances de masa, energía y exergía a cada uno de los equipos que lo componen y las ecuaciones del método de unidades de transmisión para cada zona de cada calentador de tipo cerrado.

Tabla 13: Características de los calentadores de tipo cerrado.

Calentador	Zonas	Tipo de flujo	NTU
CBP1	Condensación	-	1,99
	Subenfriamiento	Contracorriente	1,40
CBP2	Condensación	-	1,93
	Subenfriamiento	Contracorriente	1,16
CBP3	Condensación	-	1,67
CBP4	Desrecalentamiento	Contracorriente	2,85
	Condensación	-	1,85
CAP1	Desrecalentamiento	Contracorriente	4,19
	Condensación	-	2,04
	Subenfriamiento	Contracorriente	1,35
CAP2	Condensación	-	1,72
	Subenfriamiento	Contracorriente	5,33
CAP3	Desrecalentamiento	Contracorriente	2,90
	Condensación	-	1,43
	Subenfriamiento	Contracorriente	0,90

Al aplicar el método del número de unidades de transmisión, se ha supuesto que, en los calentadores con varias zonas, cada zona se comporta como un calentador independiente que está dispuesto en serie con la zona adyacente, tal como muestra la Figura 3 para un calentador con tres zonas.

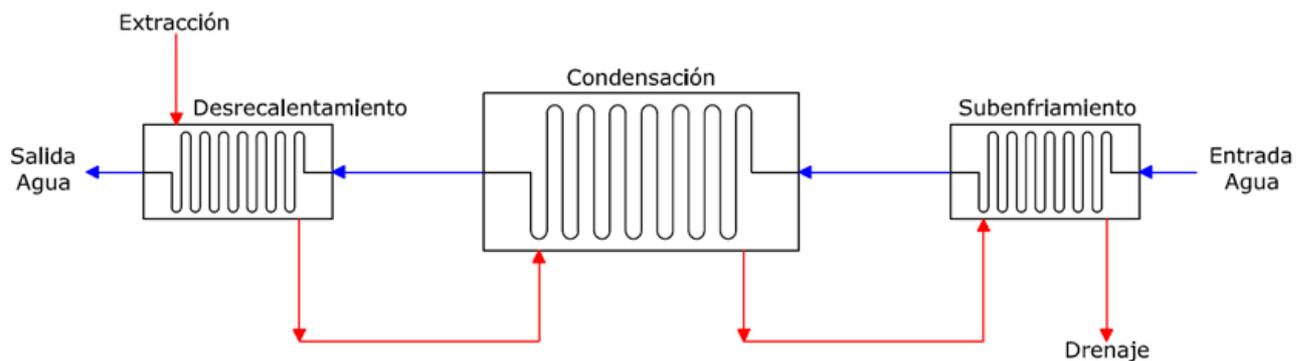


Figura 3: Esquema que muestra como se ha estudiado un calentador con tres zonas.

Para un calentador con las tres zonas, desrecalentamiento (DES), condensación (COND) y subenfriamiento (SUB), como el calentador CAP3, se han planteado las ecuaciones que definen el coeficiente de capacidad (C_R) y la efectividad (ϵ) para cada zona, tal como se muestra a continuación:

Zona de desrecalentamiento

$$C_{RDES} = \frac{t_{43} - t_x}{t_4 - t_{SAT_P4}} \quad (1)$$

$$\varepsilon_{DES} = \frac{t_4 - t_{SAT_P4}}{t_4 - t_x} \quad (2)$$

$$\varepsilon_{DES} = \frac{1 - e^{-NTU_{DES} \cdot (1 - C_{RDES})}}{1 - C_{RDES} \cdot e^{-NTU_{DES} \cdot (1 - C_{RDES})}} \quad (3)$$

Zona de condensación

$$C_{RCOND} = 0 \quad (4)$$

$$\varepsilon_{COND} = \frac{t_x - t_y}{t_{SAT_P4} - t_y} \quad (5)$$

$$\varepsilon_{COND} = 1 - e^{-NTU_{COND}} \quad (6)$$

Zona de subenfriamiento

$$C_{RSUB} = \frac{t_y - t_{42}}{t_{SAT_P4} - t_{45}} \quad (7)$$

$$\varepsilon_{SUB} = \frac{t_{SAT_P4} - t_{45}}{t_{SAT_P4} - t_{42}} \quad (8)$$

$$\varepsilon_{SUB} = \frac{1 - e^{-NTU_{SUB} \cdot (1 - C_{RSUB})}}{1 - C_{RSUB} \cdot e^{-NTU_{SUB} \cdot (1 - C_{RSUB})}} \quad (9)$$

siendo:

t_i : Temperatura de la corriente i , cuya numeración se corresponde con la que se muestra en la Figura 1

t_x : Temperatura del agua (corriente fría) a la salida de la zona de condensación (Figura 2)

t_{SAT_P4} : Temperatura de saturación a la presión del punto 4 del ciclo (Figura 1)

t_y : Temperatura del agua (corriente fría) a la salida de la zona subenfriamiento (Figura 2)

3. Resultados alcanzados

Se han considerado como parámetros fijos los valores de las presiones de las extracciones y del condensador, el flujo másico a la entrada del cuerpo de alta presión de la turbina y las temperaturas y presiones del vapor sobrecalentado y recalentado. Además, se ha especificado que el agua sale del desgasificador como líquido saturado. En dichas condiciones, se analizó el efecto que tiene la variación del NTU de las distintas zonas de cada calentador sobre el funcionamiento del ciclo (flujos másicos de la extracciones, temperatura del agua a la salida de los calentadores, etc.) y sobre sus rendimientos térmico y exergetico. Para estudiar las modificaciones de algunas variables se ha empleado el factor de corrección (f_{cX}), definido de la forma siguiente:

$$f_{cX} = \frac{X' - X}{X} \quad (10)$$

siendo:

X' : Valor de la variable para el nuevo valor del NTU

X: Valor de la variable para el valor del NTU de referencia (Tabla 1)

Puesto que existe una estrecha interconexión entre los calentadores de agua, de forma tal que el funcionamiento de cada uno depende de los demás, para una configuración concreta de un ciclo, el NTU sólo se puede variar en un intervalo de valores relativamente estrecho para la mayoría de los calentadores. Los resultados obtenidos son diferentes según la zona de funcionamiento y el calentador de agua considerado. En general, se observó que la variación de la capacidad de transferencia de calor de los calentadores de baja presión afecta en mayor medida al rendimiento del ciclo que los de alta presión. Además, no siempre el aumento del NTU de una zona de un calentador produce una mejora del rendimiento del ciclo, en algunos casos provoca una disminución del mismo. El aumento del NTU de cualquiera de las zonas de CBP1 y CBP2, así como de las zonas de desrecalentamiento de CBP4 y CAP3 y las zonas de condensación y subenfriamiento de CAP1 producen un aumento en el rendimiento térmico del ciclo. Sin embargo, para las zonas de condensación de CBP3, CBP4 y de CAP3 se produce una disminución del rendimiento térmico del ciclo al incrementarse el valor del NTU. Para el resto de las zonas, la modificación del NTU prácticamente no afecta al rendimiento térmico del ciclo.

El calentador que más afecta a los rendimientos energético y exergético del ciclo es el último calentador de baja presión CBP4 (Figura 1), que tiene dos zonas (desrecalentamiento y condensación). En la Figura 4 se muestra la variación del factor de corrección de los rendimientos térmico y exergético del ciclo con el NTU de la zona de desrecalentamiento (NTU_{DES}) para el citado calentador. En dicha figura, se puede observar que el NTU_{DES} de CBP4 afecta de forma muy similar a los rendimientos energético y exergético del ciclo y que ambos aumentan con NTU_{DES} . En el intervalo considerado, el valor máximo que adopta el factor de corrección de los rendimientos es del 0,7% aproximadamente. Esta variación puede suponer un ahorro significativo de combustible si el ciclo funciona durante un elevado número de horas al año.

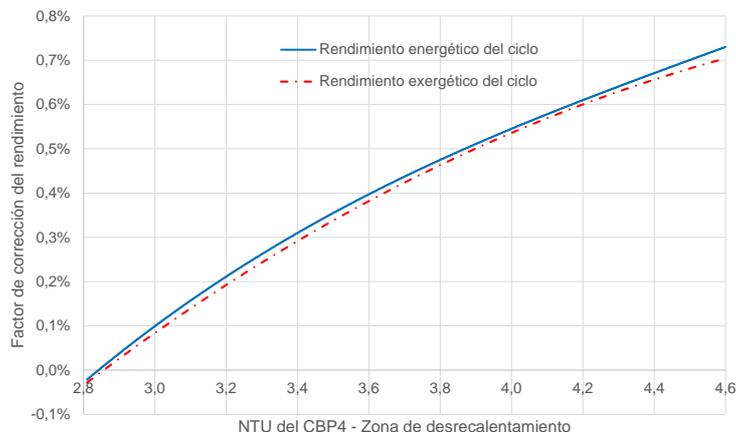


Figura 4: Efecto del NTU_{DES} de CBP4 sobre los rendimientos energético y exergético del ciclo.

Para analizar las razones que provocan esta variación en el rendimiento del ciclo, se han representado diversas variables en función del NTU_{DES} del calentador CBP4 (Figuras 5-7). Dado que se han considerado fijos los valores de las presiones de las extracciones, el valor de la temperatura del agua a la salida de la zona de condensación (t_x) y la efectividad de la zona de desrecalentamiento dependen sólo del valor NTU de la zona de condensación (NTU_{COND}). Así, el aumento en el NTU_{DES} de CBP4 produce un aumento del coeficiente de capacidad de esta zona y, por consiguiente, un incremento en la temperatura del agua de salida de dicho calentador (t_{30}) (Figura 5) y del flujo másico de la extracción que accede al mismo (m_{15}) (Figura 6). Al aumentar NTU_{DES} hasta 4,6, el incremento en t_{30} puede llegar a alcanzar un valor de 37 °C (Figura 5), mientras que el factor de corrección del flujo másico alcanza el 160%. Puesto que se produce un aumento importante de la temperatura del agua a la salida de CBP4 y el aumento del flujo másico de la extracción es poco significativo frente al flujo másico de la corriente de agua principal, mejora el rendimiento exergético de CBP4, pudiendo obtenerse un incremento del 15% aproximadamente (Figura 7). Al entrar el agua más caliente al desgasificador, se necesita menor flujo másico de la extracción que va al mismo (m_{13}) para obtener un líquido saturado a

la salida, lo que se refleja en la Figura 6. Dicho flujo másico puede llegar a reducirse hasta la mitad, lo que provoca una mejora del rendimiento exergético de este equipo, que puede llegar a superar el 11%. De todos los calentadores existentes en el ciclo, el único que se ve afectado significativamente por la variación en el NTU_{DES} de CBP4 es el desgasificador.

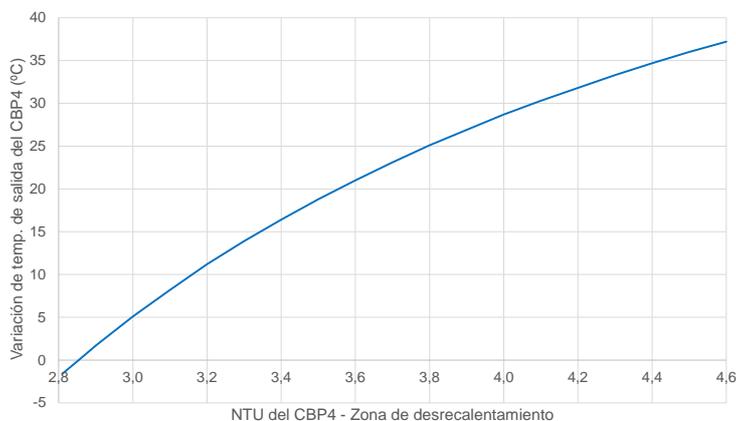


Figura 5: Efecto del NTU_{DES} sobre la temperatura del agua a la salida de CBP4.

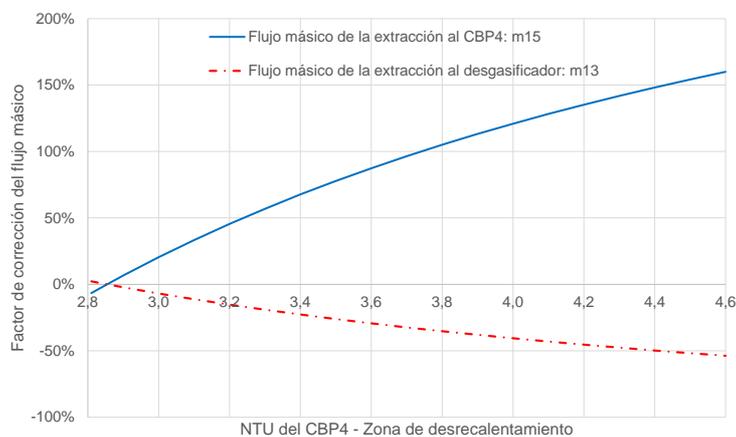


Figura 6: Efecto del NTU_{DES} sobre el flujo másico de la extracción a CBP4 y al desgasificador.

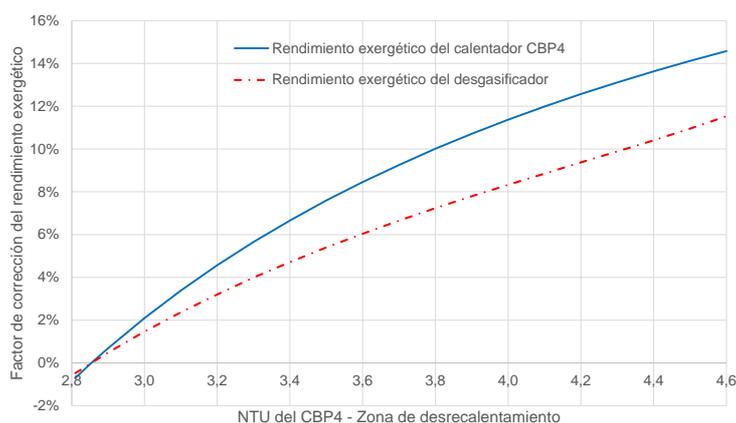


Figura 7: Efecto del NTU_{DES} de CBP4 sobre los rendimientos exergéticos de CBP4 y desgasificador.

El aumento del NTU de la zona de condensación del calentador CBP4 tiene el efecto contrario sobre el rendimiento térmico del ciclo que el aumento del NTU en la zona de desrecalentamiento. Así, el incremento del NTU_{COND} produce una mejora de su efectividad y de la temperatura del agua a la salida de dicha zona (t_x). Esta modificación de t_x afecta a la zona de desrecalentamiento, provocando un aumento de su efectividad (ϵ_{DES}) y una disminución del coeficiente de capacidad (C_{RDES}) de la misma.

Dependiendo de las variaciones de C_{RDES} y t_x , la temperatura del agua a la salida del calentador puede aumentar o disminuir. En este caso particular, el efecto de la reducción de C_{RDES} tiene mayor peso, produciendo una disminución de t_{30} y, por consiguiente, una disminución del flujo másico de la extracción que va a CBP4. Si se modifica el valor de NTU_{COND} de 1 a 1,85, la temperatura t_{30} puede llegar a descender aproximadamente 25 °C, mientras que m_{15} puede llegar a reducirse a la mitad. La variación de t_{30} tiene mayor impacto sobre el rendimiento exergético de CBP4 que la disminución del flujo másico de la extracción, produciéndose una disminución del factor de corrección de dicho rendimiento del 10%. Al disminuir t_{30} se produce un aumento del flujo másico de la extracción que va al desgasificador (m_{13}) y, por tanto, una disminución de su rendimiento exergético. Para el citado incremento de NTU_{COND} de 1 a 1,85, los rendimientos térmico y exergético disminuirían en un 0,5%.

4. Conclusiones y consideraciones finales

Se ha estudiado el efecto que tiene la variación del NTU de los calentadores de agua de un ciclo de potencia regenerativo agua – vapor sobre los rendimientos energético y exergético del mismo. Para ello, se ha considerado un ciclo de referencia con ocho extracciones de vapor, siete calentadores de tipo cerrado y un desgasificador. Los calentadores presentan una, dos o tres zonas, que pueden ser desrecalentamiento, condensación y/o subenfriamiento. En aquellos calentadores que presentan más de una zona, se ha modelizado el comportamiento del calentador de forma que cada zona se considera un calentador independiente y estos se hallan dispuestos en serie.

Una vez que se han seleccionado el número y tipo de zonas de cada calentador, debido a la intensa relación entre los mismos, para la mayoría de calentadores sólo es posible modificar el NTU de cada zona en un intervalo relativamente estrecho. Sin embargo, el efecto sobre los rendimientos del ciclo varía mucho de unos calentadores a otros. Así, el aumento del NTU de una zona de un calentador en algunos casos aumenta y en otros disminuye el rendimiento térmico del ciclo, siendo la variación de este muy semejante a la que experimenta el rendimiento exergético. Además, las variaciones son mayores para los calentadores de baja presión y, especialmente, para el calentador inmediatamente anterior al desgasificador (CBP4). Las variaciones de los rendimientos del ciclo están provocadas principalmente por las modificaciones en los flujos másicos de las extracciones que van al calentador afectado y al siguiente situado aguas abajo.

5. Referencias

- [1] FORO NUCLEAR. *Energía 2014*. Disponible en <http://www.foronuclear.org/es/publicaciones-y-documentacion/publicaciones/periodicas/energia-2014> [Consulta: 12 enero 2015]
- [2] SURESH, M.V.J.J. REDDY K.S. KOLAR A.K. *ANN-GA based optimization of a high ash coal-fired supercritical power plant*. Applied Energy, 2011, vol. 88, pp. 4867-4873.
- [3] SRINIVAS, T. GUPTA AVSSKS. REDDY BV. *Generalized thermodynamic analysis of steam power cycles with “n” number of feedwater heaters*. Int. J. of Thermodynamics, 2007, vol. 10, pp. 177-185.
- [4] KAUSHIK SC. SIVA REDDY V. TYAGI SK. *Energy and exergy analysis of thermal power plants: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, vol. 15, pp. 1857-1872.
- [5] ALJUNDI IH. *Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan*. Applied Thermal Engineering, 2009, vol. 29, pp. 324-328.
- [6] OKTAY Z. *Investigation of coal-fired power plants in Turkey and a case study: Can plant*. Applied Thermal Engineering Energy, 2009, vol. 29, pp. 550-557.