

ANÁLISIS Y SOLUCIÓN A PROBLEMÁTICA DE ROTURA DE TUBOS EN GENERADORES DE VAPOR

A. ZALET-AAGUILAR, J.M. BELMAN-FLORES, J.P. PÉREZ-TRUJILLO, L.A. ALVAREZ-VARGAS, S.A. GAMEZ-ARREDONDO

Universidad de Guanajuato
Departamento de Ing. Mecánica, División de Ingenierías, Campus Irapuato-Salamanca
Carretera Salamaca-Valle de Santiago km 3.5+1.8, Salamanca Gto. C.P. 36885 México

(Recibido 18 de marzo de 2016, revisado 5 de mayo de 2016, para publicación 29 de junio de 2016)

Resumen – En este trabajo se analizó la rotura de tubos en el sobrecalentador terciario y recalentador de un generador de vapor operando al 25% y 100% de carga. Se propuso un análisis de 3 pasos, el cual consistió de: un modelado termodinámico de cada sección, un modelado fluidodinámico para conocer la distribución de perfiles de velocidad así como la temperatura de los gases de combustión dentro del generador, y por último, un rediseño aerodinámico basado en deflectores de flujo. Se determinó que la rotura de los tubos se debe a la recirculación de los gases a alta velocidad justo después del sobrecalentador, dando como resultado puntos calientes en el área donde se produce la falla. Como solución se propuso la colocación de un deflector para redirigir el flujo de gases y así evitar la formación de vórtices. Esta propuesta fue simulada para un deflector posicionado a 0°, 6°, 9°, 12° y 15° de inclinación, obteniéndose que la inclinación a 9° fue la mejor opción para evitar la recirculación de gases. Este método propuesto puede extenderse a diversos generadores de vapor en operación que experimenten la misma falla, evitando los enormes gastos que se generan por la rotura de tubos y la falta de disponibilidad en la producción energética.

Palabras clave – Generador de vapor, rotura de tubos, deflector de gas, modelado, simulación.

1. INTRODUCCIÓN

Una de las problemáticas más comunes que se presentan en las centrales térmicas es la rotura de tubos en el generador de vapor [1], presentándose con mayor frecuencia en la parte del recalentador y sobrecalentador, zonas en donde los tubos se encuentran expuestos a los gases más calientes. La rotura de un tubo en operación genera el paro de la unidad y por lo tanto, la no producción de energía eléctrica durante varios días, provocando pérdidas cercanas a los \$210,000 USD/día, de acuerdo con personal de la planta. En la Fig. 1 se ilustran los tipos de fallas más comunes en la rotura de tubos.

Las causas de rotura de tubos en generadores de vapor han sido ampliamente estudiadas, las principales son [1]:

- (i) Alcance de la vida útil de los materiales, espesores asimétricos y defectos en la estructura del material.
- (ii) Corrosión por efecto químico por el lado de gases o lado vapor.

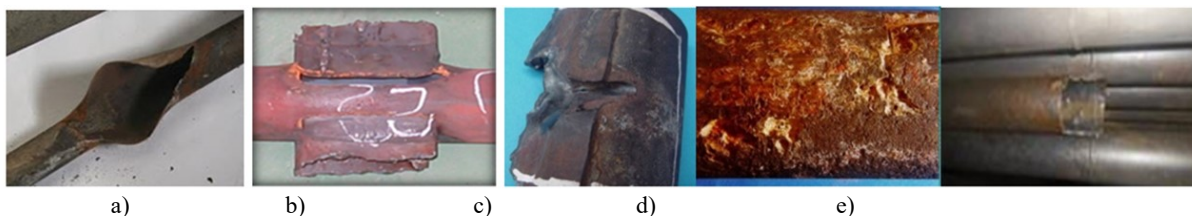


Fig. 1. Fallas por rotura de tubos (a) Termofluencia estructural, (b) Cedencia, (c) Erosión, (d) Corrosión, (e) Fatiga térmica, [2].

- (iii) Erosión por desgaste debido al flujo soplado, fricción de flujo del lado gases o lado vapor.
- (iv) Cedencia, rotura o fatiga mecánica por concentración de esfuerzos en zonas de anclajes fijos o de deslizamiento longitudinal.
- (v) Fatiga térmica por paros y arranques, o por operación a diferentes cargas durante el día.
- (vi) Termofluencia del material por falta de flujo en el lado vapor.
- (vii) Termofluencia de material por el camino preferencial en los gases de combustión.

Para los ingenieros de operación o mantenimiento de las centrales térmicas es muy común detectar y solucionar los casos i) a vi) [1]. Sin embargo, para diagnosticar la causa-raíz del apartado vii) (lo cual se manifiesta por un sobre-flujo másico de gases o vórtices de alta velocidad y temperatura) es de difícil detección en las centrales térmicas. Por ello, en este trabajo se propone una solución práctica a dicha falla, mediante una metodología basada en un análisis termodinámico y fluidodinámico. Como aspecto novedoso, la propuesta se fundamenta en la adaptación de un deflector dentro del generador de vapor para el direccionamiento del flujo de gases de combustión. Este concepto fue inicialmente establecido en el rediseño aerodinámico del flujo de aire en la industria automotriz, específicamente en las pick-up, de aquí la idea de extender su aplicación a este trabajo.

2. DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO

En el presente trabajo, la propuesta del re-diseño aerodinámico del flujo de gases de combustión, los cuales provocan la rotura de tubos por sobrecalentamiento, se basa en 3 etapas: simulación termodinámica, modelado fluidodinámico y propuesta de re-diseño.

2.1. Caso de estudio

Se presenta como caso de análisis un generador de vapor de la marca Mitsubishi. El generador de vapor consta de tres intercambiadores principales, siendo estos el sobrecalentador, el recalentador y el economizador. En la Fig. 2 se muestra la ubicación general de los intercambiadores de calor dentro del generador de vapor, así como la zona donde se presenta la rotura de los tubos. Por otro lado, en la Fig. 3 se presentan las variaciones de carga a las que estuvo sometido el generador durante un mes de operación, donde se pueden apreciar los tiempos en los que la unidad estuvo fuera de servicio, además de los periodos de tiempo en que incrementaron del 25% al 100% de carga, los cuales son en promedio de 45 a 60 min, lo que representa una rapidez de enfriamiento media de entre 4.4 y 5.8°C/min. Se analizó que dicha rapidez de enfriamiento da lugar a la modificación en la estructura cristalina del material, favoreciendo la formación de martensita [3,4], siendo esta una fase cristalina indeseable en el acero, ya que lo hace frágil para soportar altas cargas de operación.

Para realizar el análisis y simulación termodinámica, se parte de las características de diseño de todo el generador de vapor, principalmente en los sobrecalentadores y recalentadores donde se lleva a cabo la rotura de tubos. Con este análisis se simula el funcionamiento del generador y se obtienen las condiciones de operación para la realización del análisis fluido-dinámico.

Las características principales de diseño del sobrecalentador son: área de 6610 m², presión del vapor a la salida de 183 bar, temperatura de salida lado vapor de 814.15 K y flujo másico de vapor de 1,191,300 kg/h. El recalentador tiene un área de 9480 m², presión del vapor a la entrada de 39 bar, presión del vapor a la salida de 37 bares, temperatura del vapor a la salida de 814.15 K y un flujo másico de vapor de 1,060,000 kg/h.

La discretización del volumen de control se realiza para el recalentador 1 y 2 (RH1 y RH2), que corresponde al arreglo de tubos donde ocurre la falla. La zona donde ocurre la rotura de tubos se ubica en la entrada del recalentador o bien, a la salida del sobrecalentador 3, como se muestra en la Fig. 2, por ello se considera el análisis numérico del SH3, para así determinar las condiciones del flujo a la entrada del recalentador. El SH3 se analiza como un volumen de control independiente y así reducir el tiempo de cómputo. En los volúmenes de control del sobrecalentador 3 y del recalentador, se analiza la interacción de los

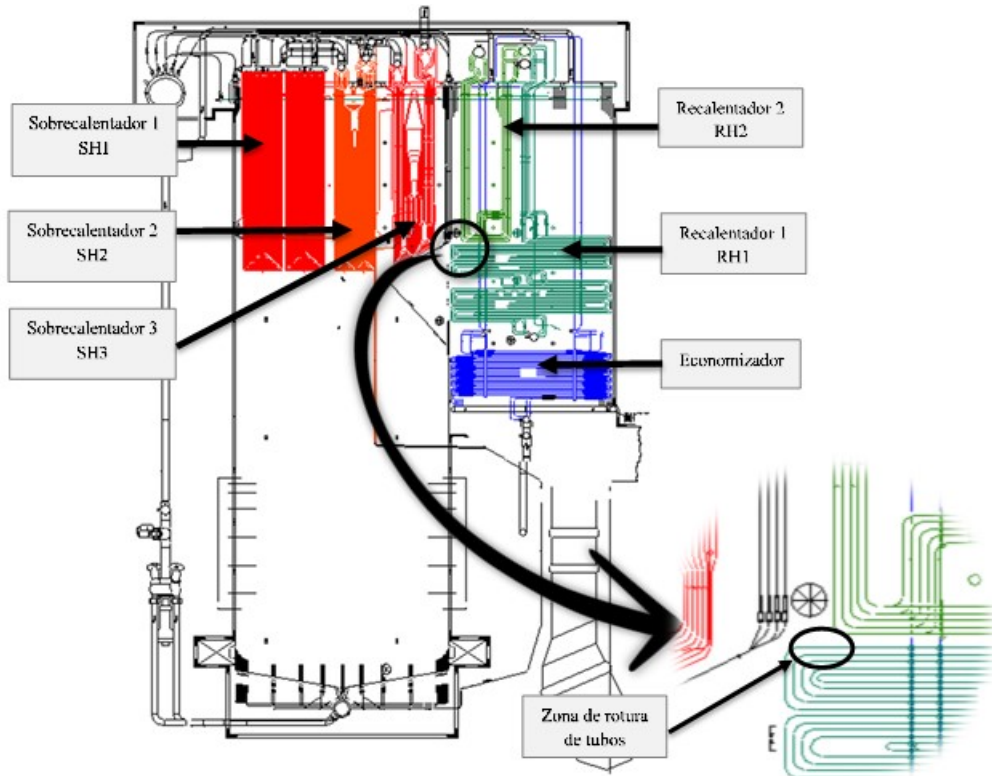


Fig. 2. Componentes principales del generador de vapor y ubicación de la falla.

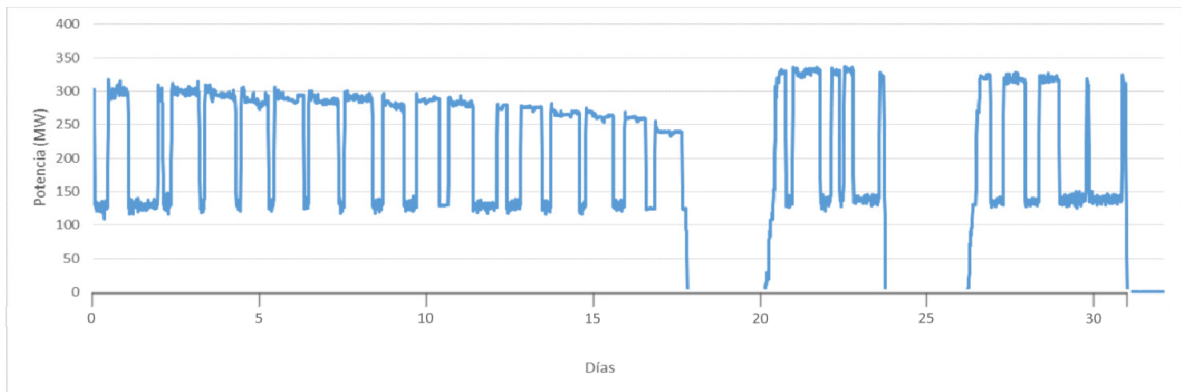


Fig. 3. Variaciones de carga en el generador de vapor.

gases, el metal y el vapor. Los parámetros de operación fueron tomados del manual de diseño proporcionado por la central de generación, considerando los valores de temperatura, presión y flujos para las cargas de 25% y 100%, lo cual representa una variación de carga de 120 a 350 MW. De los datos históricos de operación se encontró que la variación de carga en el generador es muy frecuente (ver Fig. 3). Se puede observar que durante ese periodo de tiempo estuvo fuera de servicio en 3 ocasiones, debido a la rotura de los tubos.

Un problema en el diseño del generador puede provocar una circulación inadecuada de los gases calientes y provocar una falla. Otras causas de fallas en tuberías de generadores de vapor son las condiciones operativas a las que se exponen los materiales [5], las cuales pueden controlarse con una operación correcta de los parámetros que contribuyen a la falla de tubería de paredes de agua. Con el control de los parámetros se minimiza la formación del hollín, el cual es causado por problemas en el quemador, como son: la insuficiente presión del vapor de atomización, la distribución inadecuada de la mezcla aire/combustible, una cantidad inadecuada de aire para la combustión, alargamiento de flama y concentra-

ciones de azufre en los combustibles fósiles que, al incrustarse en la tubería, causan corrosión. Durante variaciones de carga se presentan incrementos o decrementos de flujos de aire, de combustible, de gases y de flujo de vapor en la caldera, lo cual somete a la tubería a diversos esfuerzos. Otras causas que pudieran provocar daño a los tubos de las paredes del hogar son: una reparación defectuosa, un tratamiento químico deficiente para la limpieza del hollín en los tubos y arranques de la unidad en forma inadecuada [6].

Basándose en lo anterior y a la información proporcionada por la planta, se planteó la siguiente hipótesis de la causa-raíz de la falla: “Una mala distribución del flujo de gases de combustión en el interior del generador de vapor puede ocasionar estancamientos y flujos preferenciales, por lo tanto, el sobrecalentamiento en diferentes puntos, lo que a su vez genera cambios en la microestructura del material”. Dependiendo de las características de la falla, existen diversos métodos de análisis y diagnóstico que ayudan a determinar las causas de la misma, para este caso, se utiliza un análisis numérico en CFD con el objetivo de determinar si existen zonas de reflujo o puntos calientes dentro del generador de vapor, los cuales son causados por una mala distribución de gases.

2.2. Modelado por volumen finito

Para realizar el análisis fluidodinámico mediante el uso de CFD se utilizó el software Fluent, realizando previamente un modelo en CAD de cada uno de los volúmenes de control de los bancos de tubos del sobrecalentador 3 y del recalentador. Las zonas analizadas presentan las siguientes características geométricas:

- El sobrecalentador SR3, está compuesto por 75 tubos de 0.0486 m de diámetro exterior, separados entre sí 0.174 m de centro a centro.
- El recalentador RH1, está compuesto por 112 tubos de 0.0486 m y 0.054 m de diámetro exterior, separados entre sí 0.116 m de centro a centro.

Por cuestiones de simplicidad se considera solo un haz de tubos para el sobrecalentador 3 y un haz de tubos para el recalentador. Cada volumen de control se divide en dos zonas: lado vapor y lado gas, el espesor de los tubos es considerado uniforme a lo largo de toda su longitud. Del lado vapor se realiza una malla estructurada, ya que se trata de tubos de sección transversal constante; mientras que del lado gas se realiza una malla no-estructurada debido a la irregularidad de esta zona. El número total de elementos en el volumen del control para el recalentador son de 4, 842,777 elementos y para el sobrecalentador son de 6, 432,136 elementos, asegurando con esto un proceso de cálculo relativamente rápido y estable, de acuerdo a trabajos realizados en generadores de vapor de centrales de generación de potencia [7, 8]. Las condiciones de entrada y salida del flujo de gases y flujo de vapor, incluyendo las condiciones de las paredes, determinan la transferencia de calor. En ambos volúmenes de control se presentan temperaturas elevadas, siendo la radiación un factor importante a considerar. En el modelado numérico no se utilizó un modelo de radiación, sin embargo, se consideró su efecto tomando en cuenta un coeficiente global en el cual se incluye el efecto de la convección y la radiación mediante un coeficiente equivalente, siendo en todos los casos igual a 16.47 W/m²K la suma de ambos efectos; el cálculo de estos factores para generadores de vapor puede consultarse en la literatura [9,10]. Las ecuaciones de conservación son adaptadas al modelo, considerando propiedades constantes, el modelo de turbulencia usado es k-ε estándar, que se trata de un modelo básico de turbulencia. Las ecuaciones de gobierno en su forma general se presentan a continuación:

Conservación de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) = 0 \quad (1)$$

Conservación de momento:

$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + \rho f_i \quad (2)$$

Conservación de la energía:

$$\rho \frac{\partial e}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial e}{\partial x_k} = -p \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \lambda \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right)^2 + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3)$$

2.3. Parámetros de operación

Con los datos obtenidos de las condiciones de diseño, tabla 1, se determinan las condiciones de operación en cada una de las fronteras del volumen de control para las simulaciones fluidodinámicas a las cargas del 25% y 100%.

Para el caso del vapor se consideran propiedades constantes, evaluadas a la presión y temperatura de operación. En el caso de los gases de combustión se realiza un análisis termodinámico para determinar las propiedades termofísicas en función de T_{gas} , las cuales se presentan en forma polinómica, tabla 2, donde T_{gas} es la temperatura de los gases de combustión.

Tabla 1. Parámetros de operación.

Condiciones del vapor en el sobrecalentador		
	100%	25%
Temperatura entrada de flujo [K]	630	624
Temperatura salida de flujo [K]	814	770
Presión en el domo [bar]	178.8	166.7
Presión salida de flujo [bar]	171.1	166.2
Condiciones lado gases sección sobrecalentador		
Temperatura entrada de flujo [K]	1240	899
Temperatura salida de flujo [K]	1093	833
Condiciones del vapor en el recalentador		
Temperatura entrada de flujo [K]	587	505
Temperatura salida de flujo [K]	814	723
Presión entrada de flujo [bar]	33.8	7.8
Presión salida de flujo [bar]	32.2	7.5
Condiciones lado gases sección recalentador		
Temperatura entrada de flujo [K]	1093	833
Temperatura salida de flujo [K]	785	642

Tabla 2. Propiedades de los gases de combustión.

	$c_{p_{gas}}$	k_{gas}	μ_{gas}	ρ_{gas}
<i>Parte literal del polinomio</i>	<i>Coefficientes del polinomio</i>			
T_{gas}^0	1.0120	0.0223	1.5962×10^{-5}	1.3266
T_{gas}	1.0420×10^{-4}	7.5394×10^{-5}	4.8287×10^{-8}	4.2689×10^{-3}
T_{gas}^2	6.1190×10^{-7}	3.3996×10^{-8}	2.8590×10^{-11}	9.7225×10^{-6}
T_{gas}^3	9.0160×10^{-10}	1.7005×10^{-11}	1.3483×10^{-14}	1.3562×10^{-8}
T_{gas}^4	5.4310×10^{-13}	2.3628×10^{-16}	2.7087×10^{-18}	1.0780×10^{-11}
T_{gas}^5	1.4520×10^{-16}	4.1267×10^{-20}	1.5226×10^{-22}	4.4529×10^{-15}
T_{gas}^6	1.2650×10^{-20}	2.2454×10^{-24}	2.4412×10^{-26}	7.3930×10^{-19}

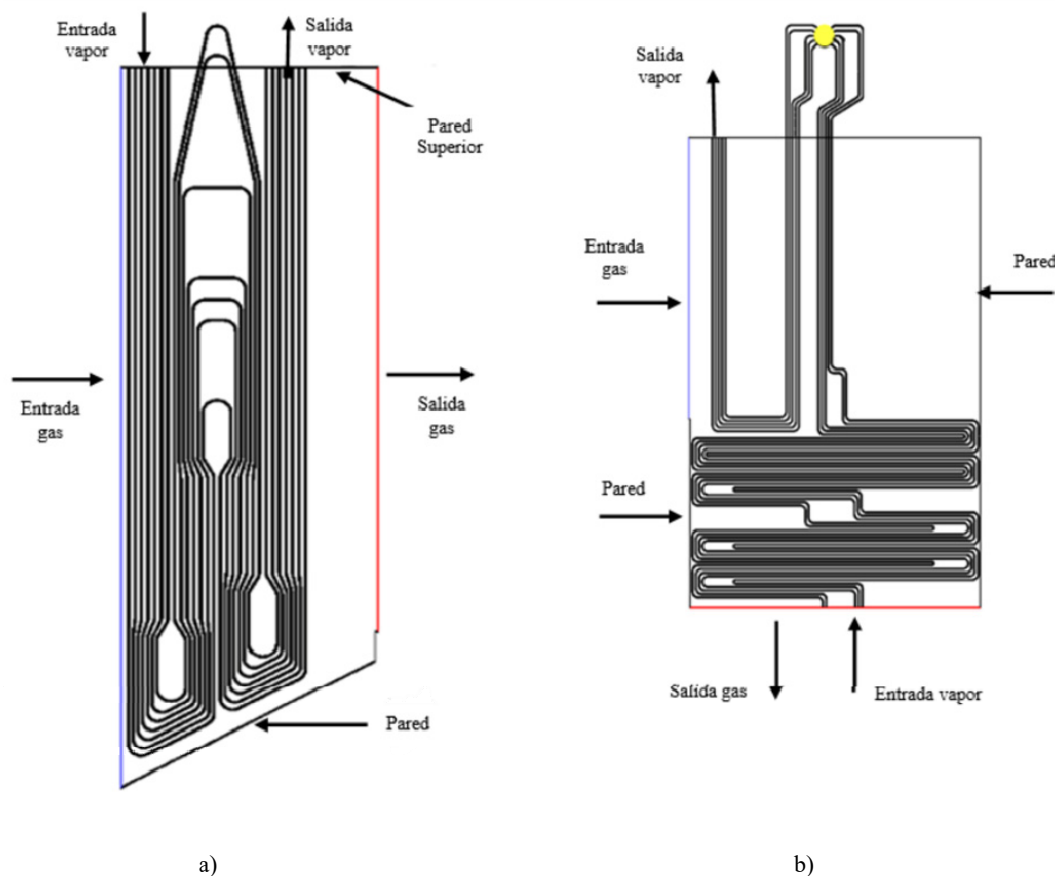


Fig. 4. Ubicación de condiciones de frontera de: a) sobrecalentador, b) recalentador.

Para la simulación del problema se definen las condiciones de frontera tal y como se muestran en la Fig. 4. Básicamente se definen valores fijos de presión a la entrada del vapor y gases de combustión, así como los flujos másicos con sus respectivas temperaturas. Para la validación del modelo y la confiabilidad de los datos obtenidos a partir del mismo, una vez realizado el proceso de cálculo y alcanzada la convergencia, la solución se compara con los datos de diseño.

Debido a la recirculación de los gases se generan regiones con zonas de mayor y menor temperatura denominadas puntos calientes y puntos fríos. El punto caliente se genera por el impacto de los gases provenientes del hogar que pasan por debajo de los tubos del sobrecalentador sin transferir una energía considerable, impactando en la zona ya mencionada. Por el contrario, el punto frío se genera por un vórtice de gases que funcionan como una barrera para lograr una adecuada transferencia de calor. Para evitar puntos fríos y puntos calientes es necesario proponer un re-diseño del generador y así lograr disminuir el flujo de recirculación, ya que estos generan efectos negativos en su funcionamiento.

En este trabajo se propone la extensión del análisis realizado por Jeon y Obayashi [11] aplicado en la industria automotriz. Por ello, se propone la colocación de un deflector de flujo sobre la zona de rotura de los tubos del generador, de esta manera, el deflector re-direccionará el flujo de gas evitando la recirculación de gases y la formación de puntos fríos y puntos calientes. Las dimensiones geométricas del deflector son propuestas, y a partir de aquí se realiza un análisis fluidodinámico y de transferencia de calor mediante la variación del ángulo del deflector, esto con el objetivo de determinar la posición más adecuada que logre disminuir el punto caliente en el tubo superior del recalentador primario, y a su vez, mejorar la transferencia de calor. En la Fig. 5 se muestra la ubicación del deflector así como las variables consideradas para el dimensionamiento y orientación del mismo.

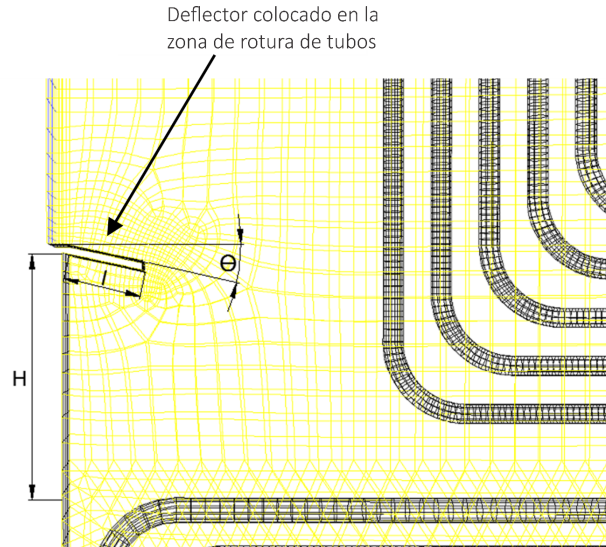


Fig. 5. Dimensionamiento y orientación del deflector en el generador de calor.

De acuerdo con la Fig. 5, se considera la altura H como la distancia desde el final del sobrecalentador 3, donde se sujeta el deflector, hasta el primer haz de tubos horizontales del recalentador primario. La longitud del deflector, l , será de $0.3H$ análogo a los resultados obtenidos por Espejo y Martínez [6]. Las simulaciones se realizan para diferentes posiciones del deflector, 0° , 6° , 9° , 12° y 15° para las cargas del 25% y 100%, esto con el fin de determinar la mejor opción que ayude a disminuir o eliminar por completo la recirculación de gases, evitando así los puntos calientes que se generan en la zona de recirculación de gases y en la superficie del banco de tubos horizontales del recalentador primario RH1.

3. RESULTADOS

En esta sección se presentan los resultados del análisis numérico del sobrecalentador y recalentador, mostrando los resultados con y sin deflector, así como justificando la aplicación de éste para mejorar la transferencia de calor y reducir los puntos calientes.

3.1. Contornos de temperatura: lado gases y lado vapor

Como parte del análisis de flujo, en la Fig. 6 se muestra los resultados del recalentador sin deflector, donde se aprecia que justo encima de la zona donde se presenta la falla existe un vórtice de flujo lo que propicia los puntos calientes. Cabe mencionar que en el SH3 no se presentó ninguna zona de este tipo, sin embargo, una concentración de gases calientes provenientes del hogar pasan entre los tubos inferiores del SH3 y la pared inferior del generador, transfiriendo muy poca energía al vapor del sobrecalentador, tal y como se muestra en la Fig. 7. Esto provoca que la corriente llegue a impactar los tubos de la zona crítica con una elevada cantidad de energía térmica y cinética, favoreciendo la degradación de los tubos en esta zona.

En la Fig. 8 se aprecian los contornos de temperatura de la zona en donde se propone instalar el deflector. Se observa una zona de alta temperatura que impacta en el recalentador primario por debajo del primer tubo del recalentador secundario. La zona caliente también se presenta en el codo del primer tubo del recalentador secundario, ayudando a disminuir la temperatura del punto caliente en el tubo del recalentador primario. Al observar los contornos de temperatura para las diferentes cargas, se aprecia que el deflector permite obtener una mejor distribución de temperaturas, favoreciendo una transferencia de calor mejor direccionada de los gases hacia el vapor. La tabla 3 muestra el resumen de las temperaturas promedio para ambas cargas.

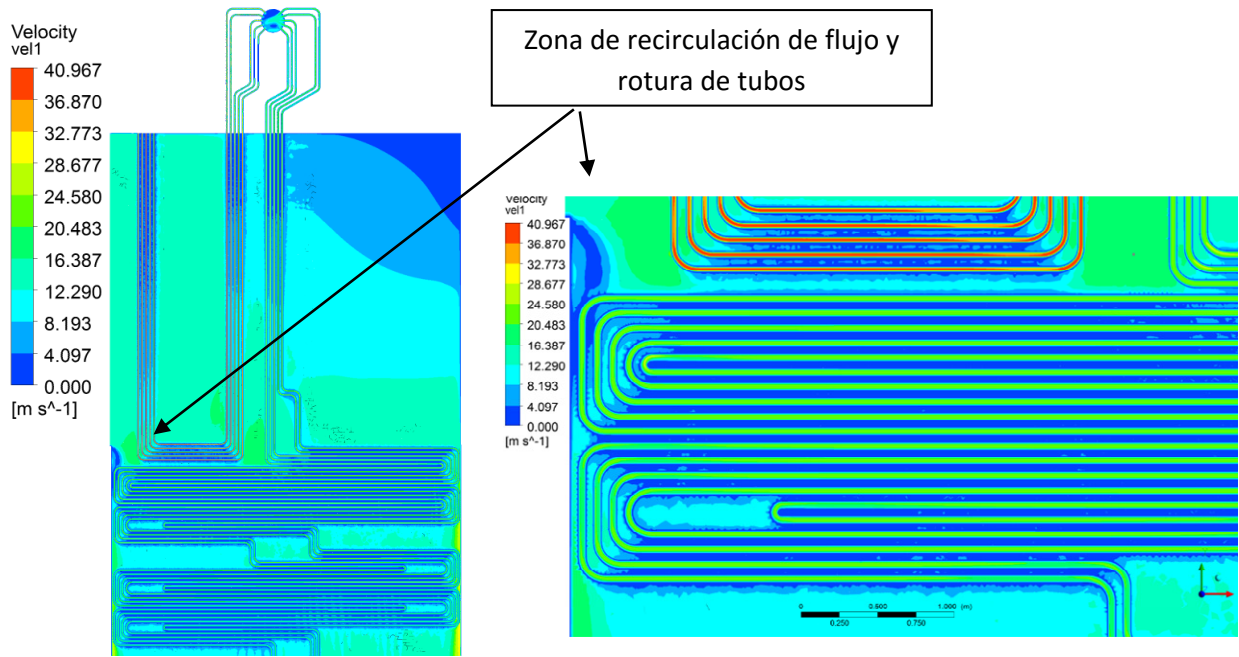


Fig. 6. Contornos de velocidad [m/s] en RH1 y RH2 al 100% de carga.

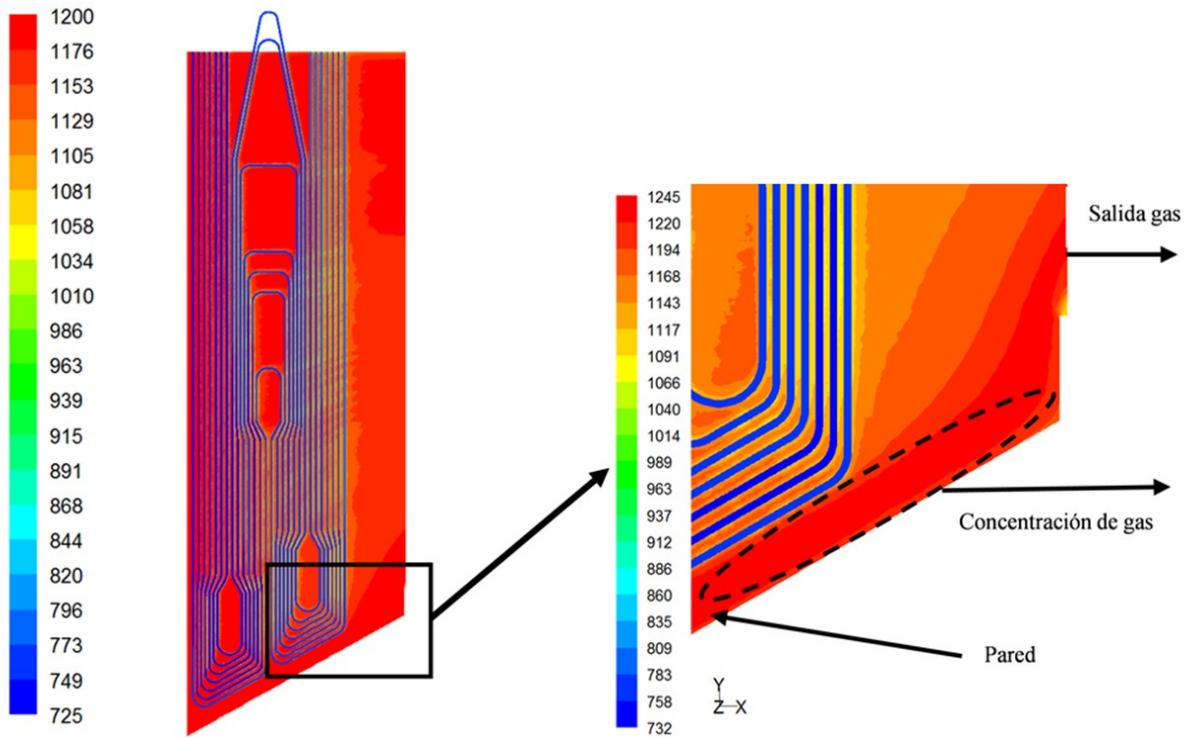


Fig. 7. Detalle térmico de la región a la salida del SH3 al 100% de carga, [K].

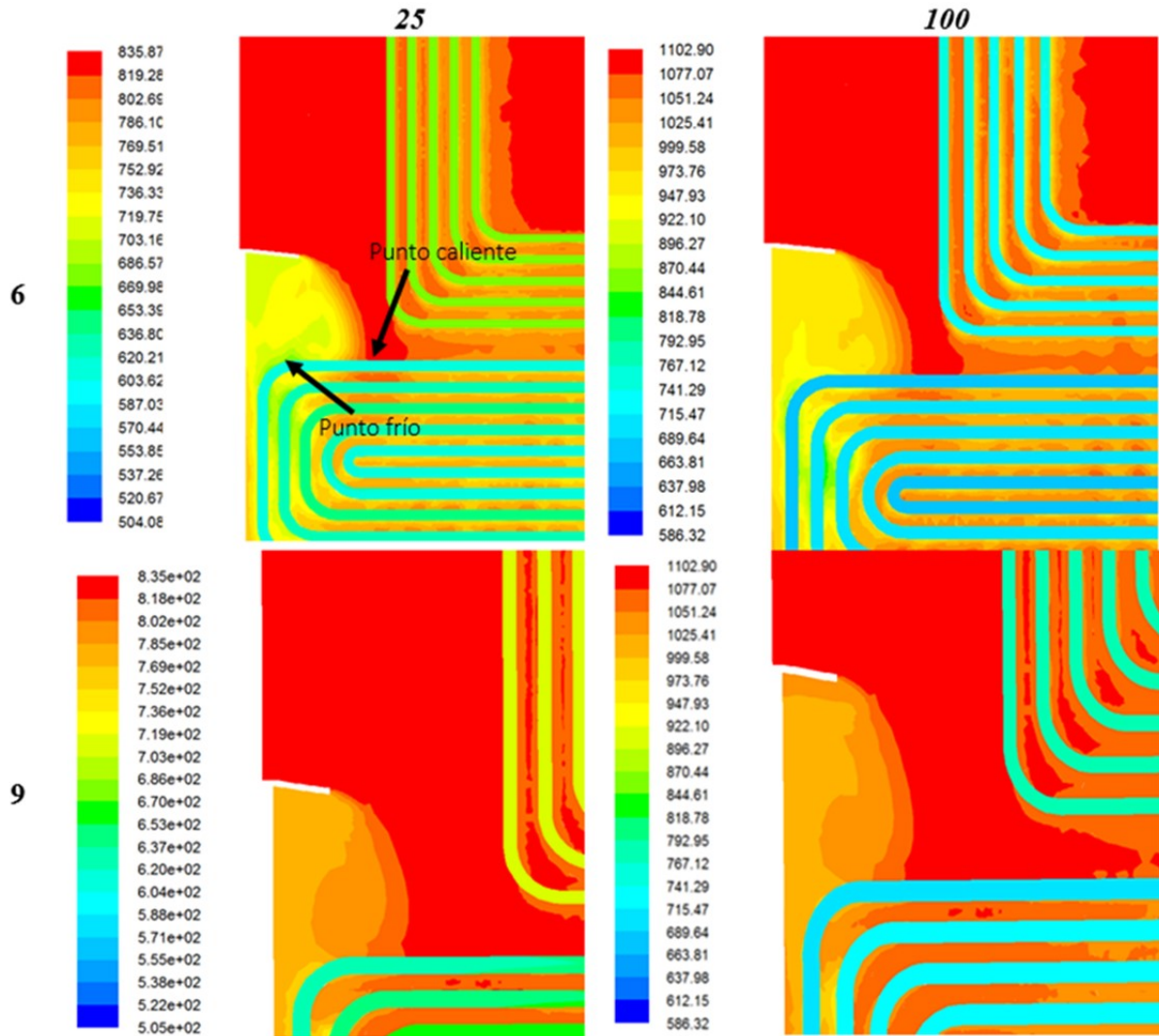


Fig. 8. Contornos de temperatura [K], detalle debajo del deflector a 6° y 9° para 25% y 100% de carga.

Tabla 3. Temperatura de gases por debajo del deflector, [K].

Carga [%]	Ángulo [°]				
	0	6	9	12	15
Sección bajo deflector					
25	793.65	719.59	785.23	746.75	750.37
100	947.56	947.78	1023.08	986.517	978.41
Punto frío					
25	776.91	678.01	777.35	703.59	709.03
100	889.01	883.34	1010.22	883.2	907.84
Punto caliente					
25	826.63	827.42	826.43	824.44	824.79
100	1089.57	1089.83	1087.18	1089.84	1087.48

De los resultados anteriores, se observa que para una posición del deflector a 9°, las temperaturas de los gases debajo de éste, son más elevadas en comparación a las posiciones de 6, 12 y 15°, mismas que resultan en una mejor distribución de temperatura, beneficiando la disminución de puntos de elevada temperatura superficial en esta sección.

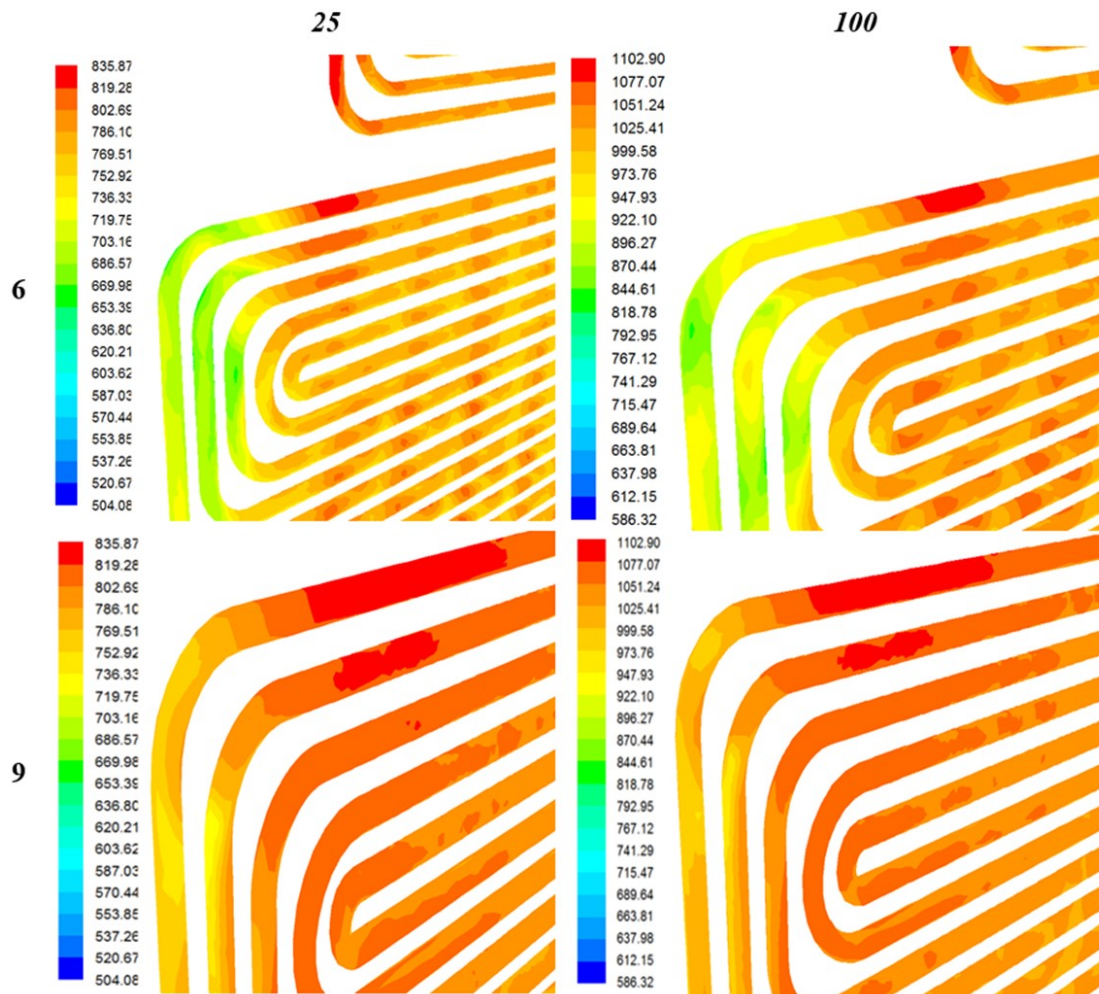


Fig. 9. Detalle de puntos fríos y calientes en la superficie de tubos lado gases, [K], deflector a 6° y 9° para la carga de 25% y 100%.

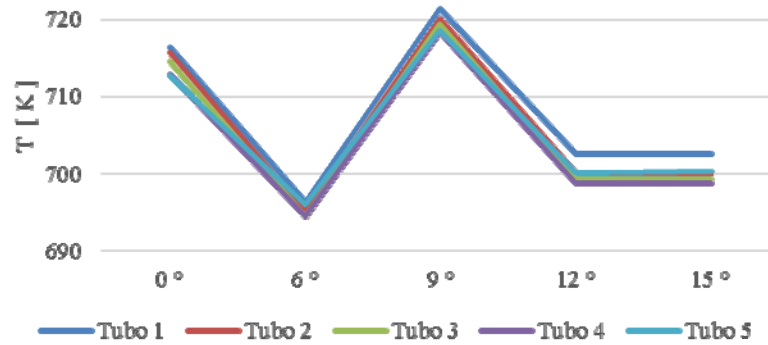
En cuanto a las temperaturas del gas caliente que impacta los tubos del recalentador secundario, no existe un cambio significativo al variar la carga con respecto a la posición del deflector. Se observan puntos con menor temperatura en el flujo de gases próximo a las superficies curvas de los tubos del recalentador primario, región donde se han presentado las roturas de tubos. Por otro lado, los perfiles de temperatura de los puntos fríos se mantienen por debajo de la temperatura del gas bajo el deflector de flujo para ambas cargas, de manera que el cambio drástico en temperatura para esta sección de tubo puede aminorarse. Las temperaturas del recalentador sin deflector en la zona del punto caliente y punto frío cuando se opera al 100% de carga son aproximadamente de 1087.96 K y 1057.47 K, respectivamente. Si se comparan los resultados de temperatura del recalentador con deflector a la misma carga y en los mismos puntos de interés para el deflector con una inclinación de 9°, la diferencia de temperaturas entre el recalentador con deflector y sin deflector son para el punto caliente de -0.78 K y para el punto frío de -47.25 K. La reducción en las temperaturas de los gases en la zona circundante al punto caliente, ayuda a obtener gradientes de temperatura menores en las superficies de los tubos, y con ello a disminuir la fatiga térmica.

3.2. Contornos de temperatura: superficies de los tubos lado gases

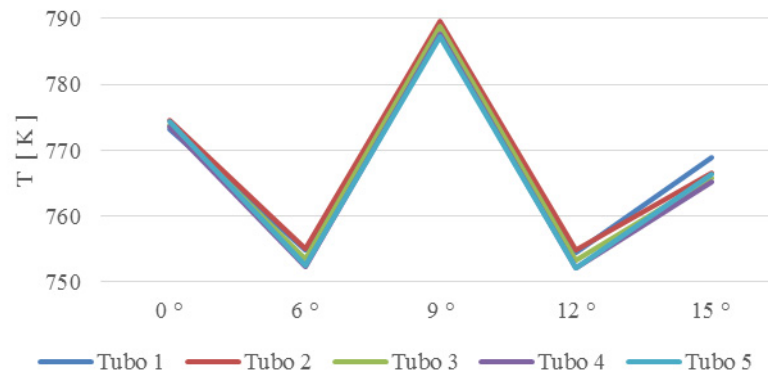
En la Fig. 9 se muestra el efecto de la recirculación de los gases sobre los tubos al 25% y 100% de carga para los ángulos del deflector supuestos, en la tabla 4 se presentan de manera cuantitativa los mismos resultados.

Tabla 4. Temperatura de puntos fríos y calientes en superficie de tubos, [K].

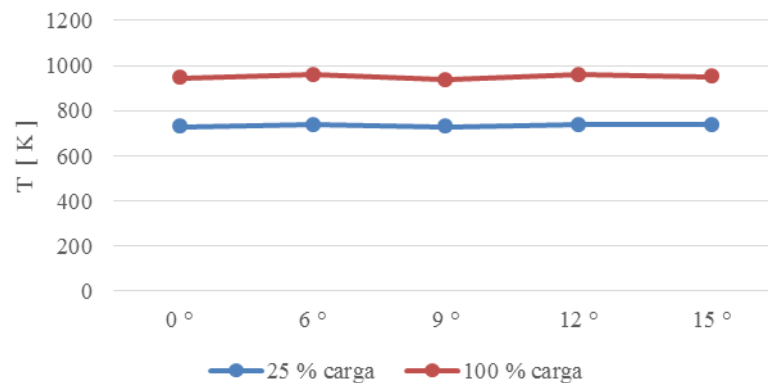
Carga [%]	Ángulo [°]				
	0	6	9	12	15
Punto frío					
25	760.67	678.26	760.52	686.33	692.49
100	883.01	831.69	984.61	909.025	882.17
Punto caliente					
25	826.6	827.57	826.43	824.44	823.6
100	1089.56	1089.68	1087.18	1089.84	1086.85



a) Temperatura del vapor a la salida del RH vs inclinación del deflector, 25% de carga.



b) Temperatura del vapor a la salida del RH vs inclinación del deflector, 100% de carga.



c) Temperatura de los gases de combustión a la salida del RH vs inclinación del deflector.

Fig. 10. Comportamiento de la temperatura en el recalentador.

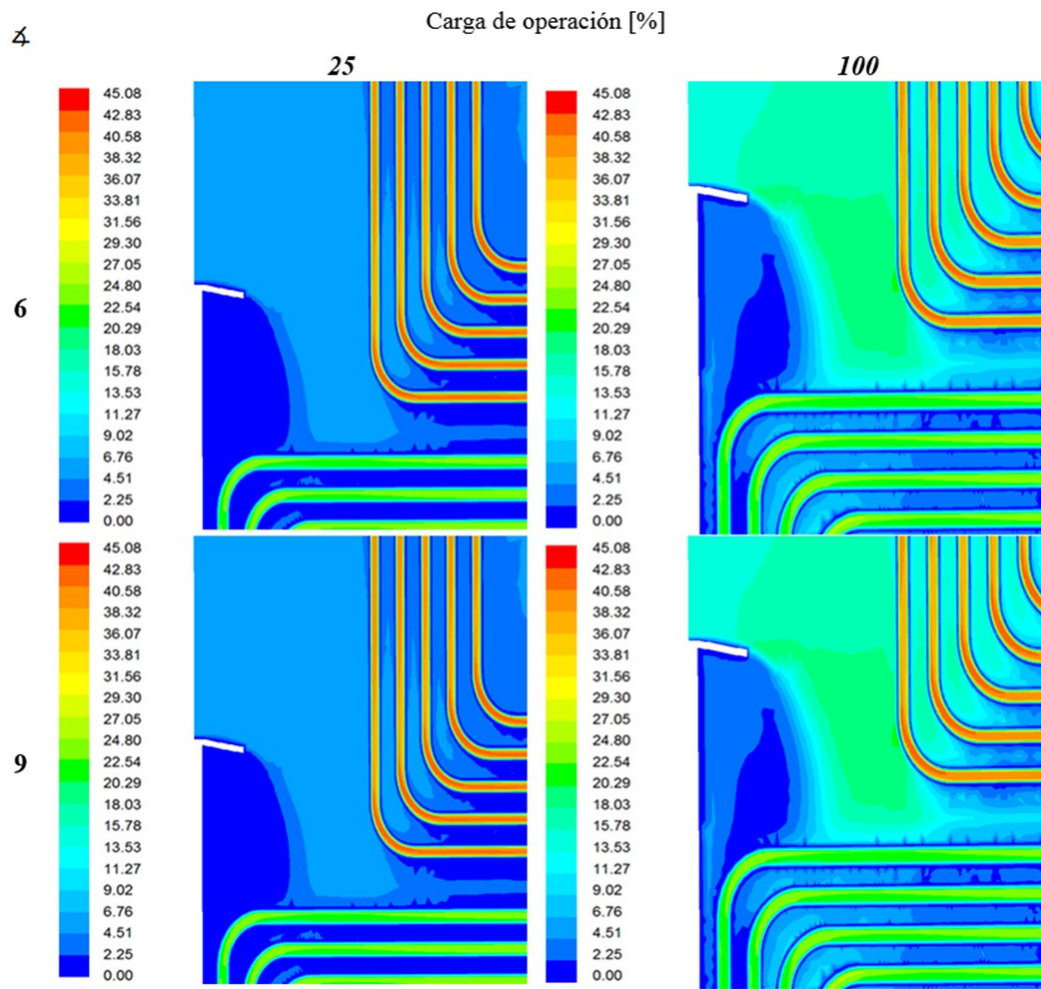


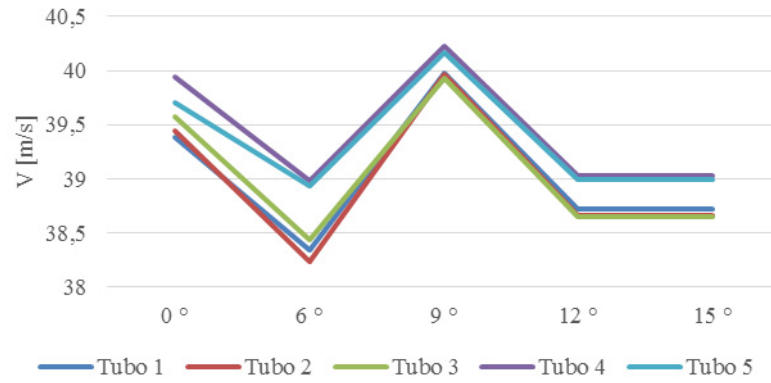
Fig. 11. Contornos de velocidad en plano medio debajo del deflector, [m/s].

En la Fig. 10 se ilustran el comportamiento térmico del vapor y gases de combustión en el recalentador. Se puede distinguir que para un deflector posicionado a 9° , la transferencia de calor se favorece respecto a las otras configuraciones, con temperaturas de vapor a la salida de los tubos por arriba de 713K para la carga del 25%, y de 788K para una carga del 100%. En la Fig. 10c se observa que la temperatura de los gases de combustión a la salida del recalentador se mantiene estable, por ello no disminuye la disponibilidad de gases calientes para la sección del economizador.

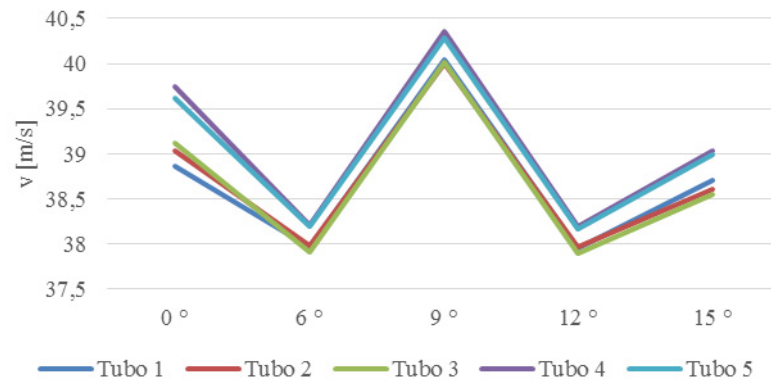
3.3. Contornos de velocidad: lado gases y lado vapor

Así como las temperaturas resultantes son útiles para determinar puntos críticos de elevada energía, los contornos de velocidad permiten la ubicación de zonas de estancamiento que evitan una distribución adecuada de la energía. En la Fig. 11 se muestran los contornos de velocidad resultantes para las diferentes posiciones del deflector. En cada caso es posible apreciar una zona de estancamiento de flujo debido a las bajas velocidades, las cuales son de alrededor de 2.2 m/s.

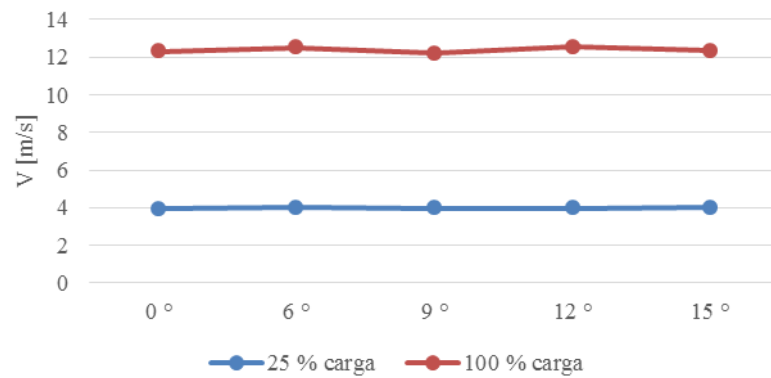
Además de la ventaja que presenta el deflector a 9° respecto a las temperaturas del vapor, la zona de estancamiento debajo del mismo disminuye, en comparación a los otros casos analizados, lo que se traduce en una menor permanencia de gases calientes, y por ende en una disminución de temperatura de los puntos calientes en las superficies de los tubos. En la Fig. 11 para un ángulo de 9° , se observa que la masa de gases para una carga del 100% alcanza velocidades por arriba de 4 m/s, es decir, los gases con mayor



a) Velocidad promedio del vapor a la salida del RH vs inclinación del deflector, 100% de carga.



b) Velocidad promedio del vapor a la salida del RH vs inclinación del deflector, 100% de carga.



c) Velocidad promedio de los gases de combustión en la salida del RH vs inclinación del deflector

Fig. 12. Comportamiento de la velocidad del flujo de gases de combustión a su paso por el recalentador.

temperatura (carga elevada) tenderán a circular mejor bajo el deflector de flujo, y de esta manera, evitarán el choque térmico que daña los tubos en los ciclos de carga variables. La Fig. 12 muestra que la velocidad de vapor a la salida de los tubos es mayor para un deflector a 9° con respecto a los demás casos de estudio, por lo tanto, el deflector no afecta el funcionamiento del recalentador.

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó el análisis numérico de un generador de vapor proponiendo una solución al problema de rotura de tubos en una zona del mismo justo a la salida del sobrecalentador y entrada al recalentador. Como simplificación al problema se consideró un solo haz del tubo del sobrecalentador y recalentador, separando los volúmenes de control con el objeto de minimizar el tiempo de cómputo. Los resultados del análisis del sobrecalentador indicaron que existe una zona entre el haz del tubo y las paredes del hogar donde los gases de combustión presentan baja transferencia de calor con el vapor, causando que gases con una mayor temperatura incidan sobre la zona de rotura de tubos ubicada en el recalentador. Del análisis del recalentador se encontró una zona de recirculación la cual propiciaba puntos calientes en la zona donde ocurría la rotura de tubos. Para eliminar el fenómeno de recirculación de gases y mejorar el proceso de transferencia de calor se propuso la colocación de un deflector en la zona entre el sobrecalentador y el recalentador. Como parte de la solución a la problemática, se analizaron diferentes ángulos de colocación del deflector (0°, 6°, 9°, 12° y 15°), todo ello con el fin de encontrar el ángulo adecuado que disminuyera al máximo la recirculación de gases y mejorara la transferencia de calor. De los diferentes casos analizados, la posición de 9° resultó ser la mejor opción, mejorando la transferencia de calor y los gradientes de temperatura en las paredes de los tubos. Se observó que al incluir el deflector, el flujo de gases se direccionó de mejor manera incidiendo en los tubos, uniformizando la temperatura de los metales en las tres zonas de tubos analizadas y con ello mejorando la transferencia de calor hacia el vapor. Resulta de basta importancia mantener uniformes las temperaturas del material en zonas pequeñas donde existan puntos fríos y calientes, evitando de esta manera que se altere la microestructura del material.

REFERENCIAS

- [1] Suárez Cerda, D.A. Sánchez López, A., Martínez Prieto, J.E., García Beltrán, C.D., Diagnóstico de fallas en el generador de vapor de una termoeléctrica usando redes de Petri. *Boletín IIE* (2007)
- [2] Problemas y tratamiento del agua de calderas. //http://tratamientosdeaguasdecalders.blogspot.com
- [3] Book Baustahle, Saarstahl GmbH, Germany (1980)
- [4] Book Edelbaustahle, Fried. Krupp Huttenwerke AG, Germany (1978)
- [5] Ruiz Hernandez, J., Sánchez, E., Suárez, D., “Neural Networks-based scheme fault diagnosis in fossil electric power”, *Proc. of the International Joint Conference on Neural Networks*, 1740-1745 (2005)
- [6] Espejo, E., Martínez, J.C., “Análisis de falla por agrietamiento experimentada en tuberías del evaporador de una caldera acuatubular”, *Scientia et Technica*, Año XIII, 36, 897-900 (2005)
- [7] Rahimi, M., Khoshhal, A., Mehdi Shariati, S., “CFD modeling of boiler’s tube rupture”, *Applied Thermal Engineering*, 26, 2192-2200 (2006)
- [8] Edge, P.J., Hegg, P.J., Pourkashanian, M., Williams, A., “An integrated computational fluid dynamics-process model of natural circulation steam generation in a coal-fired power plant”, *Computers and Chemical Engineering*, 35, 2618-2631 (2011)
- [9] Fernández Díez, P., *Centrales térmicas*, <http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=15>
- [10] Fired Steam Generators. ASME PTC 4-1998.
- [11] Ha, J., Jeong, S., Obayashi, S., “Drag reduction of a pickup truck by a rear downward flap”, *International Journal of Automotive Technology*, 12(3), 369-374 (2011)

ANALYSIS AND SOLVING PROBLEM OF THE PIPE BREAK IN THE STEAM GENERATOR

Abstract – In this paper was analyzed the tubes rupture in the third superheater and reheater of a steam generator operating at 25% and 100% load. It is performing an analysis, which was developed in: computational fluid dynamic modeling to know the distributions of velocity and temperature profiles flue gas within the generator, and aerodynamic re-design based on deflectors of flows. The analysis indicates that tubes rupture occurs by the

high-speed recirculation of gases just after of the superheater, resulting hot spots in the area generating the rupture. A baffle was proposed has a solution, it helps to reorient the flow and reduce the probability of vortex formation. This proposal was optimized for multiple operating loads and a deflector placed at 0, 6°, 9°, 12° and 15° of inclination, and it was found that the best option to prevent gas recirculation was tilting 9°. This method can be extended to several steam generators in operation experiencing the same root-cause, avoiding great expenses generated by the rupture of the tubes and the unavailability in energy production.

Keywords – Steam generator, Tubes Roture, Gases Deflectors, Modeling, Simulation.

NOMENCLATURA

<i>SH1</i>	Sobrecalentador 1
<i>SH2</i>	Sobrecalentador 2
<i>SH3</i>	Sobrecalentador 3
<i>RH1</i>	Recalentador 1
<i>RH2</i>	Recalentador 2
$c_{p_{gas}}$	Calor específico del gas [J/kg K]
k_{gas}	Conductividad térmica del gas [W/Km]
μ_{gas}	Coefficiente de viscosidad del gas [cps]
ρ_{gas}	Densidad del gas [kg/m ³]
T_{gas}	Temperatura del gas [K]
ρ	Densidad [kg/m ³]
x_k	Distancia x con proyección en dirección <i>k</i>
u_k	Velocidad en dirección x con componente en <i>k</i>
u_j	Velocidad en dirección x con componente en <i>j</i>
<i>t</i>	Tiempo [s]
<i>p</i>	Presión [bar]
x_j	Distancia x con proyección en dirección <i>j</i>
μ	Coefficiente de viscosidad
f_i	Fuerzas externas en dirección <i>i</i>
<i>e</i>	Energía total