

Análisis de turbulencia mediante simulación CFD en C.C.C. Cogeneración Salamanca, Gto.

*Note: Sub-titles are not captured in Xplore and should not be used

2nd David Aarón Rodríguez-Alejandro
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Guanajuato Salamanca, Gto., México
da.rodriguez@ugto.mx

1st Alejandro Zaleta-Aguilar
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Guanajuato Salamanca, Gto., México
azaleta@ugto.mx

-3rd Sergio Adrián Gamez Arredondo
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Guanajuato Salamanca, Gto., México
sa.gamez@hotmail.com

4th Julio César Gómez Méndez
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Guanajuato Salamanca, Gto., México
jc.gomezmenendez@ugto.mx

Abstract—This work describes the application of computational tools to solve a turbulence problem in a HRSG of the C.C.C. Cogeneration located in Salamanca, Gto. The fluid-dynamic behavior of the combustion gases inside the HRSG was determined. The effects of the flow in the recuperator transition duct, and the impact of its performance for possible failures, were evaluated. Variants that improve flow distribution over the Gas turbine - HRSG transition pipeline were evaluated. An optimal condition for the original geometry was obtained through 5 case studies in different conditions of velocity and angular incidence.

Keywords—CFD simulation, HRSG, turbulence analysis, optimization.

I. INTRODUCCIÓN

Como parte de la consolidación del laboratorio móvil para la realización de pruebas de diagnóstico energético, uno de los casos de estudio ha sido el análisis de turbulencia en zonas de estancamiento del Recuperador de calor en la planta de generación eléctrica de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) para la unidad 1 de vapor dentro del C.C.C. de Cogeneración en Salamanca, Gto.

Para el análisis de falla se utilizan herramientas computacionales [1,2], hardware avanzado de procesamiento de datos y simulación numérica, así como la ayuda de equipo de laboratorio para la detección de la posible falla en el componente analizado [3].

La investigación realizada en [4] por medio de simulaciones CFD (dinámica de fluidos computacional) a un HRSG (Generadores de vapor de recuperación de calor), la mejora y optimizar el rendimiento de las centrales de ciclo combinado. Para superar el problema de la cantidad de los elementos debido a la cantidad de tubos, un común enfoque en las simulaciones de CFD de HRSG ha sido modelar el banco de tubos siguiendo un enfoque de medios porosos, donde los tubos están representados por un volumen con un factor de porosidad que da la fracción de volumen de fluido dentro de la región porosa.

Un conjunto de empresas e institutos de investigación [5] documento proporciona las principales características de una

herramienta de simulación y modelado para analizar la estabilidad y operación en estado transitoria de un HRSG (generador de vapor de recuperación de calor) cuando están sujetos a cambios derivados de las cargas de operación. El modelo HRSG incluye los siguientes módulos: economizador, evaporador, supercalentador, tanques y sistemas de control. La principal contribución de este trabajo es el desarrollo de una herramienta de modelado que integra sub-modelos basados en las primeras ecuaciones de masa, energía y equilibrio del impulso. Además, los principales mecanismos de transferencia de calor se utilizan para evaluar la dinámica de la Sistema HRSG durante operaciones normales y anormales, que incluye la respuesta del proceso a variables clave como: presión de vapor, temperatura y caudal másico. Los casos analizados son dinámicos: rampas del 100% al 75% de carga y una rampa doble del 50% al 75% y al 100%. Los resultados de la simulación muestran errores aceptables con menos del 5,5% de diferencias en comparación con los datos de diseño. Las variables analizadas son: temperatura del gas, temperatura del fluido, presión del tambor, nivel del líquido del tambor y caudal másico en cada. En base a lo anterior, pudieron denotar la vorticidad que se genera en el área de transición debido al cambio de sección, y en base a los datos de operación se puede decir que los resultados obtenidos mostrados en contornos de velocidad y temperatura son confiables.

Otro estudio de modelado sobre la velocidad axial y las distribuciones de temperatura en la sección del recuperador es encontrado en [6], donde se concluye que el canal debe ser lo más uniforme posible para evitar el sobrecalentamiento de las primeras filas de bancos de tubos. Debido a propiedades de flujo y ángulo del difusor de entrada, lo que proporciona un perfil de velocidad de salida uniforme es imposible sin utilizar un dispositivo de corrección. Un diseño propuesto debe verificarse para satisfacer los requisitos de velocidad y temperatura de salida, es por ello que el presente trabajo propone este rediseño en la configuración actual, de tal manera que se minimice el ruido y vibración por turbulencia de los gases en una posible zona de estancamiento.

A. Modelo Geométrico y Discretización

El modelo de fluido fue obtenido en un software de CAD en base a las dimensiones del recuperador de calor, obtenidas de los planos de construcción del equipo que fueron proporcionadas por el personal de CFE.

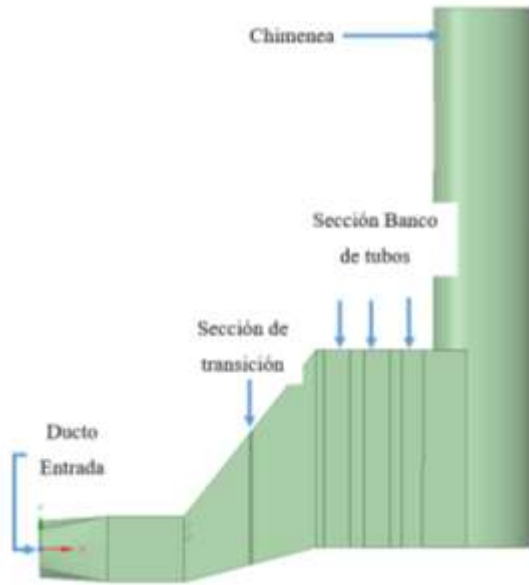


FIGURA 1. MODELO GEOMÉTRICO EN OWRKBENCH.

Las secciones de los bancos de tubos se seccionaron de la manera mostrada en la Tabla 2, esto con la finalidad de englobar los medios porosos ya que la distancia existente entre cada circuito de tubería es relativamente mínima.

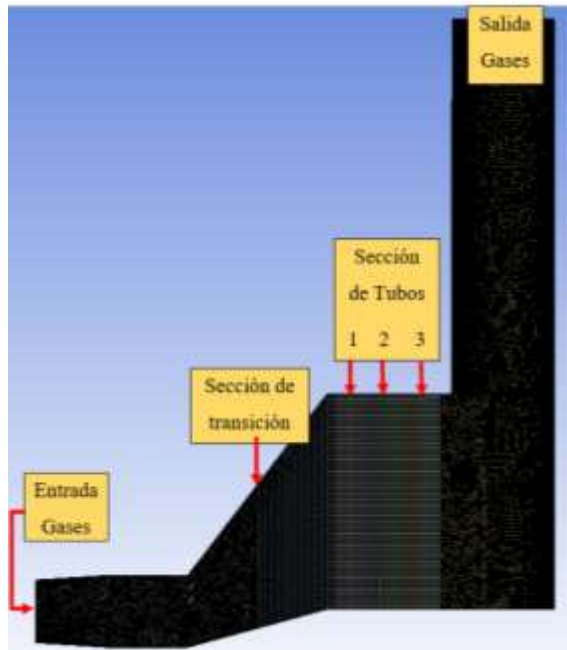


FIGURA 2. MODELO DISCRETIZADO EN ANSYS FLUENT.

TABLA 2 SECCIONES DE TUBOS.

Sección	Banco de tubos
1	Sobrecalentador primario AP. Recalentador primario. Recalentador secundario. Sobrecalentador terciario AP.
2	Evaporador AP.
3	Economizador primario AP. Sobrecalentador PI. Evaporador PI. Sobrecalentador BP. Economizador secundario AP.

B. Ecuaciones de Gobierno y Condiciones de Frontera

Después de verificado el número de Reynolds en las diferentes secciones del recuperador de calor, se obtiene un flujo desarrollado totalmente turbulento, para lo cual se proponen utilizar las ecuaciones de gobierno siguientes:

$$\rho U_k \frac{\partial U_i}{\partial x_k} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_i \partial x_j} + \frac{\partial R_{ij}}{\partial x_j} \quad (1)$$

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu_t / \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} - \rho \epsilon \quad (2)$$

El modelo de medio poroso puede usarse para una amplia variedad de problemas de fase única y multifase, incluyendo flujo a través de lechos compactados, filtros, placas perforadas, distribuidores de flujo y bancos de tubos. Cuando se utiliza este modelo, se define una zona celular en la que se aplica el modelo de medio poroso y la pérdida de presión en el flujo se determina a través de sus parámetros conocidos.

Se puede utilizar una simplificación del modelo de los medios porosos, es decir, salto poroso ("porous jump"), para modelar una membrana delgada con características conocidas de velocidad y caída de presión. El modelo de salto poroso se aplica a una zona de cara, no a una zona de celda y debe utilizarse (en lugar del modelo de medios porosos completos) siempre que sea posible, ya que es más robusto y produce una mejor convergencia.

El modelo de los medios porosos incorpora una resistencia al flujo determinada empíricamente en una región de su modelo definida como "porosa". En esencia, el modelo de los medios porosos no es más que un sumidero de impulso añadido en las ecuaciones de momentum de las ecuaciones de gobierno. La ecuación de momento para el medio poroso queda descrita como:

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i \right) \quad (3)$$

Donde:

α es permeabilidad, C_2 factor de resistencia inercial, v velocidad del fluido, ρ densidad del fluido y μ viscosidad cinemática

Para el medio poroso los factores que son de importancia son el factor de resistencia viscosa y el factor de resistencia

inercial, $\frac{1}{\alpha}$ y C_2 , respectivamente.

La obtención de estos factores es posible de forma teórica o experimental. En la forma experimental será necesario obtener una curva de *caída de presión vs velocidad* a través del equipo que será considerado como medio poroso y de forma teórica con ecuaciones que representen ese comportamiento. Dicho de otra forma, será necesario obtener un polinomio de segundo orden con los datos de presión y velocidad:

$$\Delta p = A \cdot v^2 + B \cdot v \quad (4)$$

Donde los coeficientes A y B son:

$$A = \frac{1}{2} C_2 \rho \quad (5)$$

$$B = \frac{\mu}{\alpha} \quad (6)$$

En base a las ecuaciones anteriormente mencionadas y a las caídas de presión proporcionadas en los datos de diseño y operación del HRSG se obtienen los valores de los coeficientes para los distintos medios porosos que se indican en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Las condiciones de frontera en la entrada, fue velocidad, a la salida Pressure, y en la parte media se tuvieron 3 zonas de medio poroso y una placa de orificio, todo el contorno del modelo se quedó como wall en condiciones adiabáticas.

TABLA 2. CONDICIONES DE MEDIO POROSO EN HRSG

Condiciones Medio Poroso 1	Valor
➤ Permeabilidad m2	25100
➤ Espesor Medio Poroso m	2.172
➤ Coeficiente Salto de Presión 1/m	19.49
Condiciones Medio Poroso 2	Valor

➤ Permeabilidad m2	37920
➤ Espesor Medio Poroso m	2.265
➤ Coeficiente Salto de Presión 1/m	37.364
Condiciones Medio Poroso 3	Valor
➤ Permeabilidad m2	7370
➤ Espesor Medio Poroso m	1.775
➤ Coeficiente Salto de Presión 1/m	11.6048
Condiciones Medio Poroso Placa Orificio	Valor
➤ Permeabilidad m2	2000
➤ Espesor Medio Poroso m	0.2
➤ Coeficiente Salto de Presión 1/m	2

C. Casos de Estudio

Los casos de simulación para el HRSG fueron considerados en base a la TABLA 3 en la cual se indica diferentes condiciones de operación del HRSG en distintas condiciones ambientales.

TABLA 3 CASOS DE SIMULACIÓN HRSG.

Caso	Descripción	Primera Corrida	Segunda Corrida	Optimización 1
Caso Base	Modelo Base	Flujo Masico (A0)	Velocidad Componentes Cilíndricas (B0)	Angulo deflectores 45° (B0-OP1)
Caso 1	Mínima Extrema	Flujo Masico (A1)	Velocidad Componentes Cilíndricas (B1)	Angulo deflectores 45° (B1-OP1)
Caso 2	Diseño Invierno	Flujo Masico (A2)	Velocidad Componentes Cilíndricas (B2)	Angulo deflectores 45° (B2-OP1)
Caso 3	Media Anual	Flujo Masico (A3)	Velocidad Componentes Cilíndricas (B3)	Angulo deflectores 45° (B3-OP1)
Caso 4	Diseño Verano	Flujo Masico (A4)	Velocidad Componentes Cilíndricas (B4)	Angulo deflectores 45° (B4-OP1)
Caso 5	Máxima Extrema	Flujo Masico (A5)	Velocidad Componentes Cilíndricas (B5)	Angulo deflectores 45° (B5-OP1)

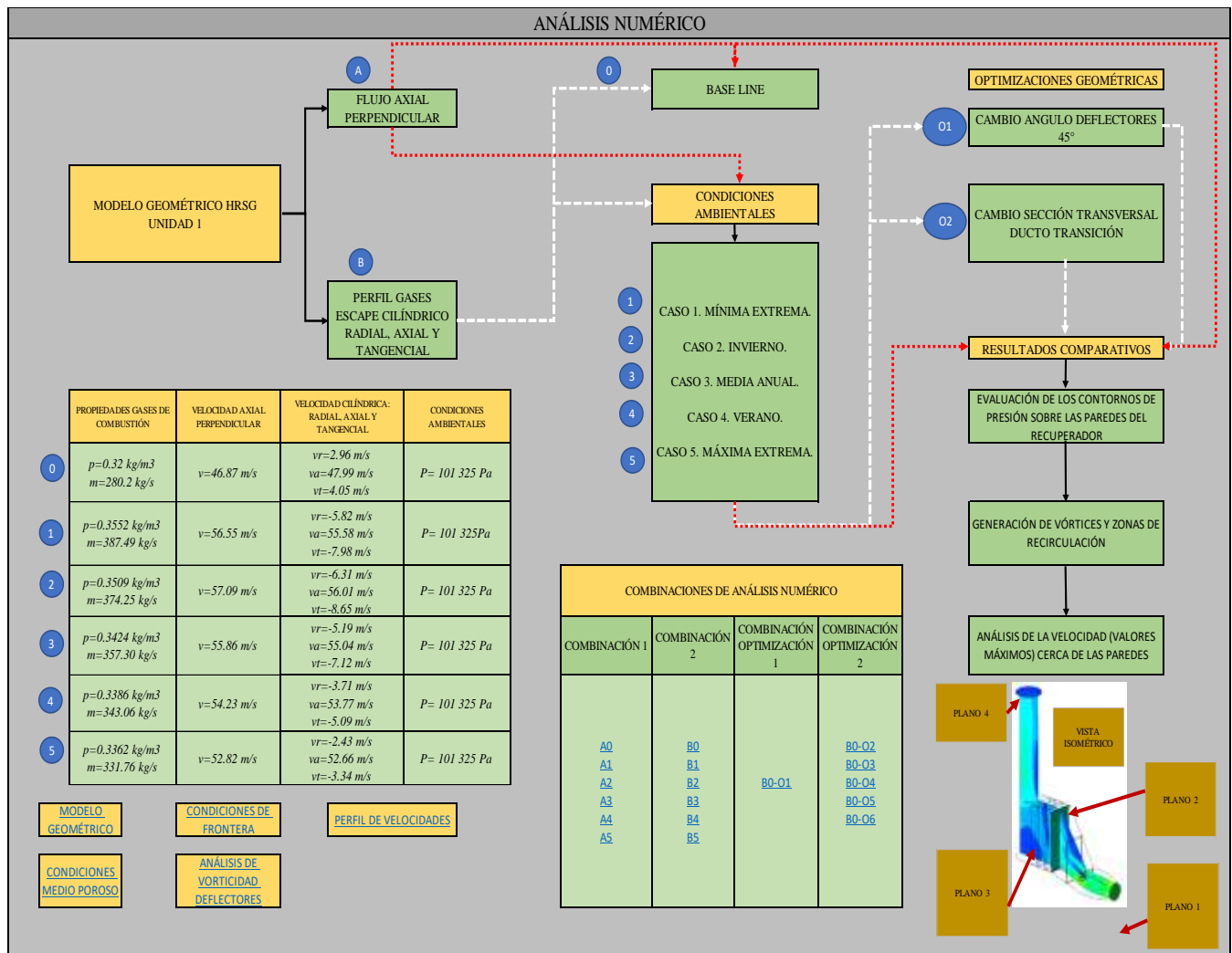


FIGURA 3 METODOLOGÍA SIMULACIÓN CASOS HRSG

II. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

De acuerdo con un análisis gravimétrico se realiza el cálculo de las propiedades de los gases en una combustión de gas natural, la reacción química que se lleva a cabo es basado en una combustión completa con exceso de aire. En donde el gas natural está compuesto de una mezcla de metano, etano y propano. Los gases de combustión considerados fueron: dióxido de carbono, vapor de agua, nitrógeno y oxígeno.

Entonces el cálculo de la densidad y la viscosidad se realiza con el método de fracciones parciales y deben de estar evaluadas a la temperatura y presión, de acuerdo con los casos de estudio del modelo HRSG. Las propiedades resultantes se muestran a continuación:

TABLA 4. PROPIEDADES DE LOS GASES DE UNA COMBUSTIÓN DE METANO PARA DIFERENTES CASOS DE ESTUDIO DEL HRSG

Caso	Temperatura	Presión	ρ	μ [Pa.s]
------	-------------	---------	--------	--------------

	[°C]	[bar(a)]	[kg/m ³]	
1	580.4	0.86	0.3552	3.668×10^{-05}
2	591	0.86	0.3509	3.701×10^{-05}
3	601.8	0.85	0.3425	3.733×10^{-05}
4	612	0.85	0.3386	3.764×10^{-05}
5	618.2	0.85	0.3362	3.783×10^{-05}

La magnitud de la velocidad de los gases de combustión, en la entrada del HRSG se obtiene de acuerdo con las propiedades de los gases. En la Tabla 5 se presentan las velocidades para los diferentes casos de estudio del HRSG.

TABLA 5. MAGNITUD DE LA VELOCIDAD EN LOS DIFERENTES CASOS DE ESTUDIO DEL HRSG.

Caso de estudio	Velocidad [m/s]
Base	46.87
Caso 1	56.55

Caso 2	57.09
Caso 3	55.86
Caso 4	54.23
Caso 5	52.82

Para las optimizaciones se utilizaron las condiciones de operación modificadas en la geometría como se muestra en la Figura 4, esto ha sido en base al análisis de resultados previos de realizado por los autores.

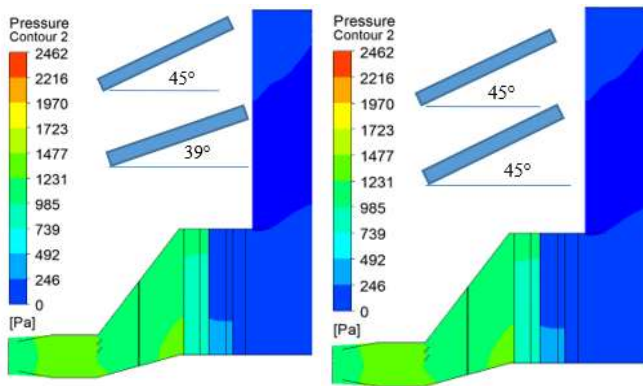


FIGURA 4. CASO BASE (IZQUIERDA) Y CASO ÓPTIMO GEOMÉTRICAMENTE (DERECHA)

A. Contornos de Velocidad

Los contornos de velocidad representan el comportamiento del desplazamiento del fluido a lo largo del medio computacional, con la ayuda de estos valores conocemos las áreas de mayor concentración en velocidad y así se evalúa el comportamiento.

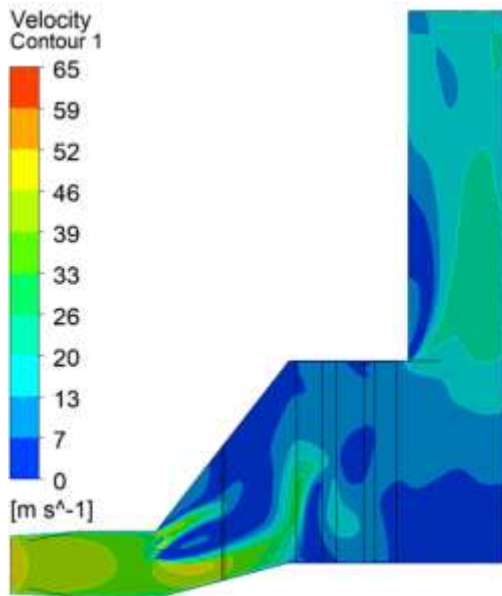


FIGURA 5. CONTORNO DE VELOCIDAD CASO BASE.

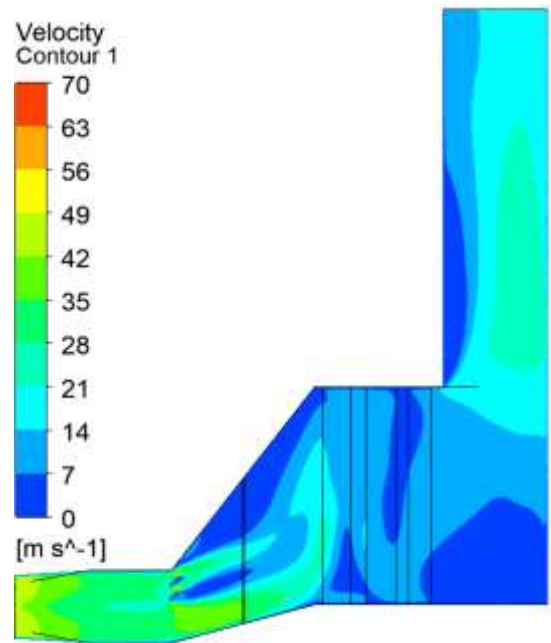


FIGURA 6. CONTORNO DE VELOCIDAD EN CONDICIÓN ÓPTIMA

B. Líneas de corriente

Las líneas de corriente representan líneas continuas trazadas a través de un fluido siguiendo la dirección del vector velocidad en cada punto. Así, el vector velocidad es tangente a la línea de corriente en todos los puntos del flujo. Como se puede observar en los contornos mostrados a continuación el comportamiento de todos los casos es similar a diferencia de las magnitudes que suelen mayores o menores para algunos casos.

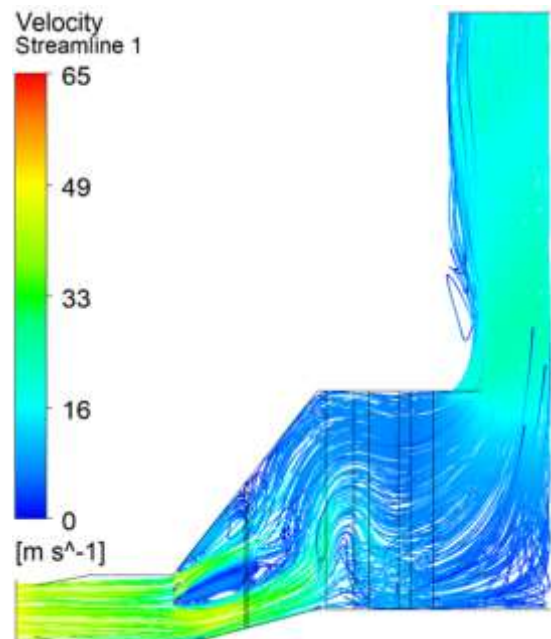


FIGURA 7. LÍNEAS DE CORRIENTE CASO BASE.

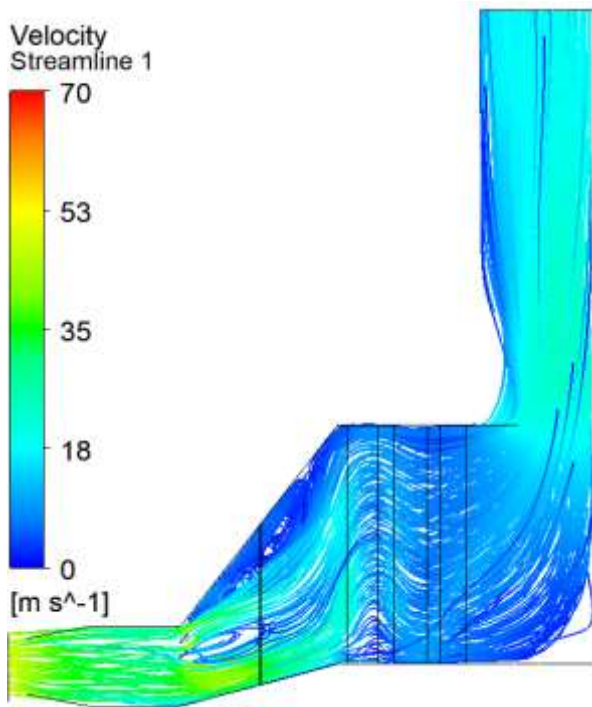


FIGURA 8. LÍNEAS DE CORRIENTE EN CONDICIÓN ÓPTIMA.

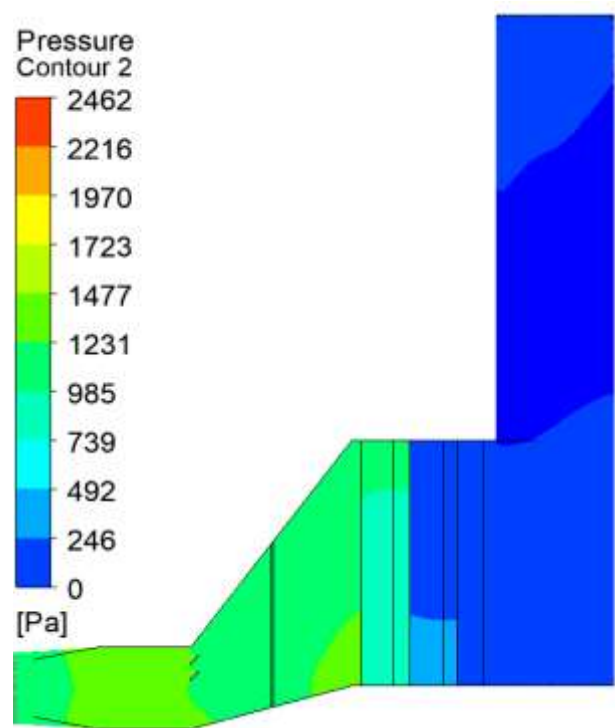


FIGURA 10. CONTORNO DE PRESIÓN EN CONDICIÓN ÓPTIMA

C. Contornos de presión

Los contornos de presión diferencial nos ayudan a identificar de manera más clara las caídas abruptas dentro del ducto

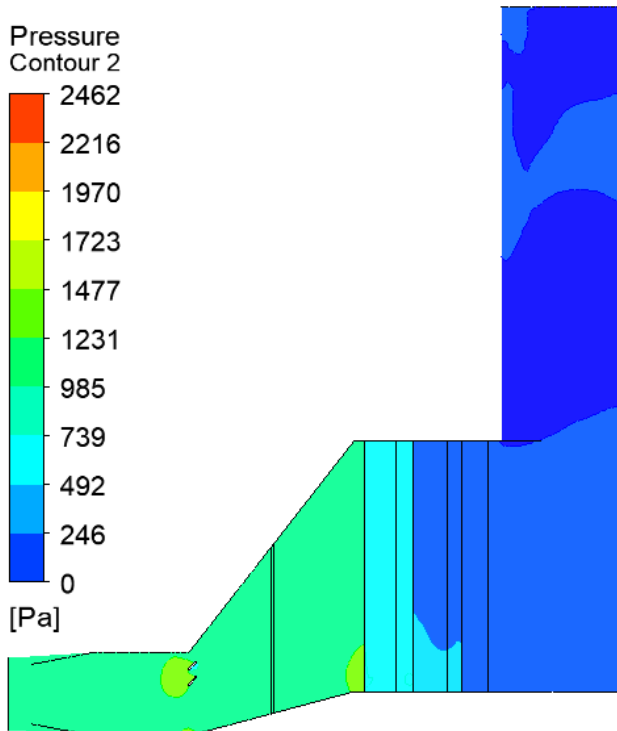


FIGURA 9. CONTORNO DE PRESIÓN CASO BASE.

En esta

D. Análisis de Vorticidad

En la figura 11 se muestra la comparativa de contornos de velocidad, presión y vorticidad para el caso base y óptimo, para evaluar su comportamiento y si este mejora con la optimización de cambio en los ángulos de los deflectores.

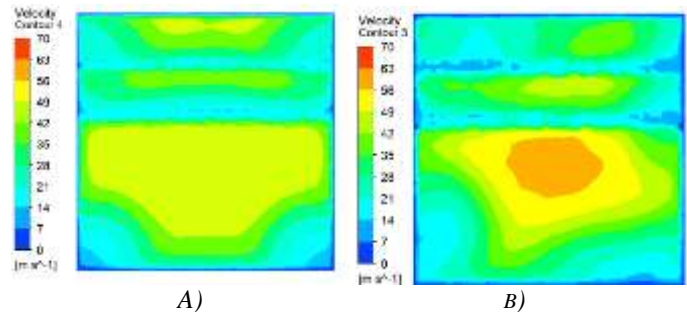


FIGURA 11. CONTORNO DE PLANO NORMAL AL FLUJO ANTES DE LOS DEFLECTORES. A) CASO ACTUAL, B) CASO ÓPTIMO

Como se puede observar el comportamiento de la velocidad del flujo entre los deflectores para los casos de mayor magnitud, el comportamiento del caso base difiere al comportamiento del caso óptimo, esto debido a que el perfil de flujo es diferente. La similitud del caso se basa en que sus perfiles de velocidad son idénticos, el cambio que sufren es

debido a la optimización geométrica que se realizó modificando el ángulo de ambos deflectores.

III. CONCLUSIONES

En base al análisis de los resultados obtenidos en las simulaciones numéricas del HRSG de los casos para la corrida 1 y 2 se puede decir las siguientes hipótesis las cuales se enfocan a la vibración que se escucha en la unidad 1 HRSG:

- La concentración de presión en el área de deflectores puede ser causante de vibraciones debido al empuje que genera.
- Las mayores velocidades se concentran el área de deflectores esto puede ocasionar generación de sonidos que pueden implicar en vibraciones a lo largo del HRSG.

La optimización propuesta fue enfocada a reducir la concentración de presiones y reducción de velocidades en el área de deflectores, esta optimización puede realizarse siempre y cuando:

- Los deflectores no sean fijos y su inclinación pueda realizarse sin afectar la estructura del HRSG.

En base a los resultados obtenidos para el caso actual se realizaron gráficas que representen el cambio de la velocidad para cada uno de los casos analizados por modificación, se evaluaron los puntos en los que se obtuvieron los resultados de velocidad y presión para cada caso comparativa.

IV. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo en el financiamiento del proyecto al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, así como al Fondo de Sustentabilidad Energética a través del apoyo no. S0019-Sustentabilidad Energética. Se agradece las facilidades y soporte brindado al personal de la C.C.C. Cogeneración Salamanca de Comisión Federal de Electricidad.

V. REFERENCIAS

- [1] I. ANSYS, «Porous Media Conditions,» 29 01 2009. [En línea]. Available: <http://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node233.htm>.
- [2] F. Pillard, «FLUENT Study Report: Salamanca Fase I,» Salamanca, 2011.
- [3] G. Y. P. B. PEMEX, «Hoja de datos de seguridad para sustancias químicas: Gas Natural,» 2000.
- [4] Galindo-García I.F., Vázquez Barragán, A.K. Rossano-Román M. CFD simulations of heat recovery steam generators including tube banks, Proceedings of the ASME 2014 Power Conference, 2014.
- [5] Vega-Fonseca J.L., Hernández-Ramírez I. Dieck-AssadG. Model of a Heat Recovery Steam Generator (HRSG) Process and Simulation in Steady State and Transient Operation. Document of CERREY S.A.d de C.V. Monterrey, Nuevo León, México.
- [6] Ameri M., Dorcheh F.J. The CFD modeling of Heat Recovery Steam Generator inlet duct.

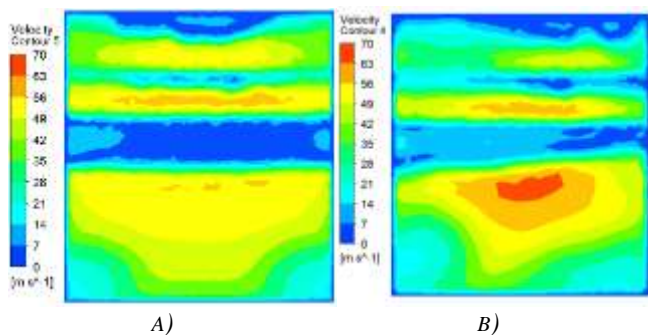


FIGURA 12. CONTORNO DE PRESIÓN PLANO NORMAL AL FLUJO DESPUÉS DE LOS DEFLECTORES. A) CASO ACTUAL, B) CASO ÓPTIMO

El comportamiento de la velocidad en el flujo después del paso de los deflectores indica una similitud entre los caos B2 y B2-OP1 debido a la similitud del perfil de velocidades en la entrada del HRSG, la diferencia del caso B2 al caso B2-OP1 difiere muy poco debido a que el cambio del ángulo de los deflectores cauda un cambio poco notable

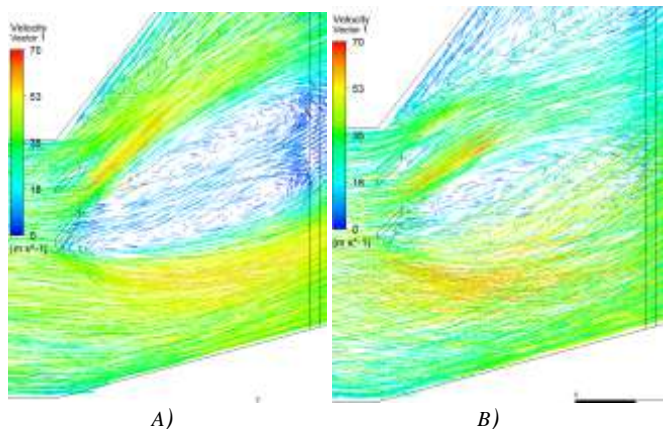


FIGURA 13. VECTORES DE VELOCIDAD. A) CASO ACTUAL, B) CASO ÓPTIMO

A raíz de que el cambio de la velocidad de flujo no fue muy notable en los contornos de velocidad de antes y después de los deflectores de flujo se realizan trazos de los vectores de velocidad en esta área, en los cuales se puede apreciar de una manera más detallada la diferencia en el comportamiento del los dos casos de estudio, ya que la finalidad es suavizar las líneas de corriente de tal manera que se pueda tener un menor índice de vorticidad. Esto apoyará a que la vibración en la carcasa del recuperador sea mucho menor. Por lo tanto, se valida que la adecuación de un ángulo de 45 ° en los deflectores en ducto de transición son los mejores casos para ser implementados en el siguiente mantenimiento mayor.