

Optimización del diseño mecánico de la sección de reformado de la unidad U1150 mediante implementación de acciones de mejora y rediseño de componentes estructurales del H 1151 producto de los resultados de un análisis de flexibilidad estático del sistema

Luis Alejandro Florez Quintana / Julio Andres Moncada Garcia

Refinería de Barrancabermeja, ECP

E-mails: luisal.florez@ecopetrol.com.co / julioan.moncada@ecopetrol.com.co

Barrancabermeja. – Colombia

Resumen

El H-1151 en la unidad de parafinas U-1150 de la GRB ha presentado fallas recurrentes en los últimos años. Las fallas comunes están relacionadas con agrietamientos en el cabezal de salida y en las transiciones entre los tubos de radiación y los subcabezales asociados. Además, se ha observado termofluencia en los tubos de radiación y acumulación de flujo plástico en los subcabezales de salida, promovidos por mecanismos de degradación asociados al tiempo, como el creep, la carburización y la fatiga térmica. El sistema de soporte utiliza pesos muertos y resortes de carga constante montados en un sistema de contrapesas, donde el ajuste de carga considera la relación de brazos del sistema. La GRB realizó análisis de esfuerzo en el H1151 con el fin de analizar tensiones, desplazamientos y deformaciones en el sistema y plantear alternativas de solución.

1. Introducción

Los activos, como sistemas y componentes, se diseñan con un propósito específico y una vida útil determinada por el fabricante mediante pruebas rigurosas. Sin embargo, pueden no alcanzar estas expectativas debido a prácticas de mantenimiento incorrectas y condiciones de operación extremas, como temperaturas altas o bajas, alta humedad y ambientes corrosivos. La sobrecarga de los componentes también puede aumentar la probabilidad de fallas. La unidad de reformado con vapor libera hidrógeno de los hidrocarburos mediante reacciones endotérmicas que requieren alta temperatura y baja presión, utilizando un catalizador. Estas reacciones también producen CO, CO₂ y agua. Para mejorar la confiabilidad del sistema, es necesario analizar las variables que promueven la falla en este tipo de sistemas. En el caso de los hornos de reformado, el mecanismo de degradación activo es el creep, el cual está relacionado con el nivel de carga interna, la temperatura y el tiempo de exposición.

2. Caso estudio

El horno de reformado H-1151 contiene cuarenta tubos verticales rectos conectados a un cabezal superior e inferior. Posee 102 quemadores distribuidos uniformemente en las cuatro plataformas que lo conforman, con el fin de mantener una distribución de temperatura uniforme sobre los tubos. La temperatura de piel de los tubos en operación está entre 1200 y 1500 °F, con un diseño para alcanzar hasta 1776 °F. Los tubos de radiación del horno están hechos de material HK 40 (147 mm de diámetro exterior y 19 mm de espesor) y pueden sufrir de creep, carburización interna, metal dusting (carburización superficial interna localizada) y precipitación de fases sigma y chi. El cabezal de salida es de Alloy 800H y los pig tails superiores son de 1-1/4% Cr - 1/2% Mo, especificación A 335 P 11. Desde su puesta en operación, todos los tubos de radiación han sido reemplazados al menos una vez: 9 tubos se han cambiado una vez, 29 tubos dos veces, 1 tubo tres veces (tubo #34) y 1 tubo cuatro veces (tubo #2). De los 74 eventos

de cambio, 65 han sido preventivos y 9 correctivos. De los 9 eventos correctivos, en 5 casos las fallas ocurrieron en un tiempo de servicio inferior a la vida de diseño (11.4 años), lo cual indica condiciones de sobrecalentamiento y/o creep (fenómeno físico dependiente del tiempo, temperatura y esfuerzo). Los modos de falla más frecuentes se asocian a agrietamientos en el cabezal de salida y subcabezales, así como a agrietamientos en la transición entre los tubos de la zona radiante y los weldolets de los subcabezales de salida.

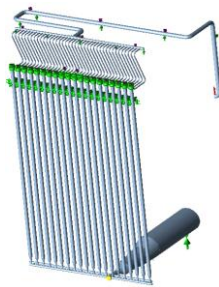


Figura.1 Modelo CAD horno reformador H1151 inicial

2.3.1 Antecedentes relevantes

La Planta de Generación de Hidrógeno inició operaciones en enero de 1967. El diseño original de los soportes de los tubos de radiación del horno H1151 utilizaba contrapesas. En agosto de 2003, se modificó este sistema a uno de resortes y se ajustó la distancia de pivote. En octubre de 2018, se realizó otro ajuste en la distancia de pivote y se cambiaron los colectores inferiores con un rediseño de sus soportes, instalando soportes deslizantes y cambiando la brida superior de 300 a 600 en 12 de los 40 tubos de radiación.

2.3.2 Modelo de flexibilidad inicial

El estudio de flexibilidad previo incluía propiedades mecánicas de los materiales que diferían considerablemente de los datos del repositorio existente en la norma API 530, última edición. Adicionalmente, el sistema de supportación de los cabezales de salida estaba

"anclado" con slots deslizantes soldados a los cuatro subcabezales, limitando el desplazamiento vertical y axial del cabezal principal (ver figura 2 para visualizar la tendencia a deformación por crecimiento térmico). Por último, el sistema no contemplaba el peso de una masa suspendida ubicada en el equipo real pero no incluida en el modelo .csv.

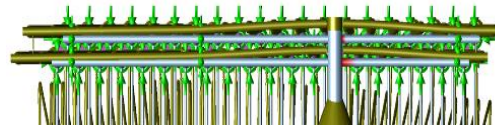


Figura 2. Deformación aumentada modelo de flexibilidad inicial sub-cabezales de salida. (Los soportes de subcabezales tipo guía en Z tiene un gap de 10 mm. Sin embargo, la expansión térmica del E1151 llega hasta 18.77 mm para 380 °F. Se tiene una restricción equivalente en esfuerzo a una deformación de 8.77 mm)

2.3.3 Estudio de flexibilidad H1151 posterior

Para el estudio de análisis de flexibilidad realizado posteriormente se partió de algunas premisas relevantes:

- a. Se trabaja con el software Caesar II el cual opera con las leyes fundamentales de las estructuras (compatibilidad de desplazamientos, principios constitutivos lineales, elasticidad de sistema, componentes y secciones) y No tiene en cuenta ningún tipo de No linealidad de material y/o de contacto. Para el caso del H1151, la presencia de “grandes desplazamientos” (rotaciones) y/o deformaciones puede generar una No linealidad geométrica que implique un cambio en la matriz rigidez global dando como resultado valores que No reflejen el comportamiento real de la estructura. Se evaluaron los resultados obtenidos en el modelamiento con la morfología y ubicación de la falla.
- b. El H1151 se modela con tubería HK 40 según propiedades mecánicas asociadas al

centralloy G4852 Micro R y complementadas con el repositorio de ASME section II part D. Sin embargo, existirá una combinación de tubos de diferentes proveedores que pueden llegar a tener diferentes coeficientes de expansión térmica y generar momentos adicionales NO contemplados en el modelo.

c. Coexistirán tubos en la zona de radiación de diferentes tiempos de operación, el análisis se contempló para una vida de 100,000 horas (modelo conservador), dicho tiempo deberá evaluarse en cada uno de los tubos a partir del momento en que inicio su operación. El modelo actual NO presenta pesos iguales en cada uno de los tubos de radiación, ya que se tiene una distribución de tubos, bridas y ciegos diferente. El modelo contempla la distribución de pesos según configuración pre-establecida. Esto implica, ajustes diferentes y particulares para cada resorte de carga constante que soporta el arreglo de tubos de radiación. Las temperaturas y presiones de diseño del sistema salen de los valores relacionados en los planos mecánicos de cada componente.

d. La presión de operación se definió siguiendo las buenas prácticas de la Industria que considera que la $Presión_{ope} = 0.9 * Presión \text{ de diseño}$. La temperatura de operación teniendo en cuenta la criticidad del sistema son equivalentes a las temperaturas de diseño.

2.3.4 Descripción de materiales

- ❖ Pig tails inlet: A335 P11
El cabezal de entrada fue concebido en la fase de diseño como A 335 P1 equivalente a carbon Moly. Sin embargo, en el año 2018 fue cambiado por 1-1/4% cr - 1/2 %Mo especificación A 335 P11

- ❖ Tubos de radiación: A-608 Gr HK 40
Las propiedades mecánicas para los tubos de radiación fueron tomadas de API 530.
- ❖ Reducciones: A351 Gr HK 40
Las propiedades mecánicas para los tubos de radiación fueron tomadas de API 530. A diferencia de los tubos de radiación, la temperatura asignada para estos elementos fueron los contemplados para los subcabezales (1575 °F), esto debido a que por diseño estos elementos están cubiertos al igual que todo el cabezal principal y los subcabezales por un techo refractario y una cabina inferior que los “aisla” de la zona radiante.
- ❖ Nipolet’s subcabezales: B-407 Incolloy 800H
Los esfuerzos admisibles para el alloy 800H, fueron tomadas de API 530. Se toman Valores de esfuerzo a 100.000 horas ya que este cabezal va a ser reemplazado en Su totalidad.

2.3.5 Condiciones de diseño

- ❖ Pig tail
Presion diseño: 360 psig
Temperatura diseño: 1000 °F
- ❖ Tubos de radiación HK 40
Presion diseño: 360 psig
Temperatura diseño: 1774 °F
- ❖ Cabezal de salida Alloy 800 H
Presion diseño: 360 psig
Temperatura diseño: 1575°F

2.3.6 Zonas de mayores esfuerzos simulación inicial.

Se realizó comparación de las zonas de mayores deformaciones en el cabezal de salida ilustrados en el deflected check del programa con la deformación plástica dimensionada a partir de una base de referencia a lo largo del cabezal encontrado en el último evento de falla del año 2024 para los elementos soportados según diseño,

ver figura 4 y figura 5 . La figura 3 ilustra de forma comparativa la deformación real para el cabezal de salida anclado y la deformación simulada en caesar II bajo condiciones de anclaje similares.

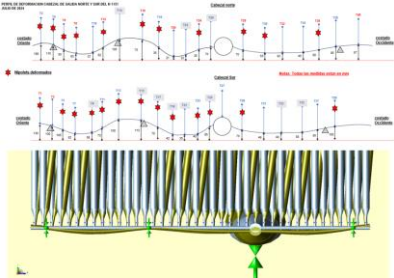


Figura. 3 Vista general de deformación según Caesar II y levantamiento de desplazamiento de campo



Figura. 4 lado occidental de los cabezales secundarios



Figura. 5 lado oriental de los cabezales secundarios.



Figura. 6 prueba de líquidos penetrantes que ponen al descubierto las grietas presentes en los cabezales de salida.

Se apreció de la comparación de deformación entre el sistema real y el modelo CAD gran similitud en la morfología de deformación. Se corre nuevamente la simulación sin la soporteria inferior, la cual fue retirada al evidenciar la

deformación plástica presente en el último evento de falla.

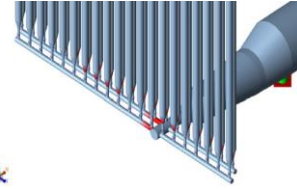


Figura. 7 zona de falla en carga sostenida luego de liberar las restricciones inferiores.

Del estudio de flexibilidad, una vez liberados los soportes inferiores, se evidenció una reducción de zonas sobreesforzadas. Sin embargo, el caso de carga que produce fallo está relacionado con cargas sostenidas producto del peso y/o presión. En teoría, la carga producto del peso debe ser absorbida por el sistema de soportación tipo spring hanger de carga constante, apoyos simples y masas suspendidas ubicados en la parte superior.

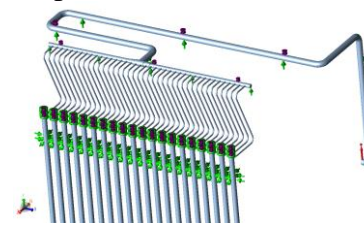


Figura. 8 ubicación de spring hanger y apoyos simples.

Se procedió a validar el ajuste de carga a los resortes de carga constante a lo largo del tiempo de operación.

	2004.0	2004.0	2004.0	2004.0	ELM
Carga Resorte Tamaño S1	2004.0	2004.0	2004.0	2004.0	ELM
Carga Soportada Resorte Tamaño S1	2308.0	2308.0	2308.0	2308.0	ELM
Peso Perno Tubos de Rotación	2742.5	2884.7	2786.5	2925.3	ELM
XXXX 475.5942189	404.5	548.7	448.5	587.3	
CASO 1: Carga de diseño posterior a 2010					
Carga Resorte Tamaño S1	4088.0	4088.0	4088.0	4088.0	ELM
Carga Soportada Resorte Tamaño S1	4678.0	4678.0	4678.0	4678.0	ELM
Peso Perno Tubos de Rotación	5465.0	5788.4	5573.0	5902.7	ELM
CASO 2: Carga de diseño posterior a 1999 y antes de 2010					
Carga Resorte Tamaño S1	2004.0	2004.0	2004.0	2004.0	ELM
Carga Soportada Resorte Tamaño S1	3144.6	3144.6	3144.6	3144.6	ELM
Peso Perno Tubos de Rotación	2742.5	2884.7	2786.5	2925.3	ELM
Carga Resorte Tamaño S1	4088.0	4088.0	4088.0	4088.0	ELM
Carga Soportada Resorte Tamaño S1	6389.2	6389.2	6389.2	6389.2	ELM
Peso Perno Tubos de Rotación	5465.0	5788.4	5573.0	5902.7	ELM
CASO 3: Carga de diseño antes de 1999					
Carga Resorte Tamaño S1	2004.0	2004.0	2004.0	2004.0	ELM
Carga Soportada Resorte Tamaño S1	6111.9	6111.9	6111.9	6111.9	ELM
Peso Perno Tubos de Rotación	2742.5	2884.7	2786.5	2925.3	ELM
Carga Resorte Tamaño S1	4088.0	4088.0	4088.0	4088.0	ELM
Carga Soportada Resorte Tamaño S1	12223.8	12223.8	12223.8	12223.8	ELM
Peso Perno Tubos de Rotación	5465.0	5788.4	5573.0	5902.7	ELM

Figura. 9 históricos de ajuste de cargas en resortes de carga constante.

A pesar de que la metalurgia y sistema de suportación NO había sido modificada se evidenció cambios de carga de hasta un 20% que

pone al descubierto imprecisiones a la hora de definir un valor concreto. Se procedió a realizar la estimación de pesos de forma manual por cada una de los spring hanger según configuración de fitting y tubería y se compararon los resultados con las cargas de operación arrojadas por el software caesar II en el nuevo escenario contemplado.

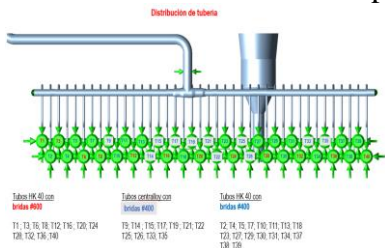


Figura. 10 esquemático de distribución de fitting y tuberías de radiación por cada uno de los spring hanger.

# TUBOS	CARGAS DIRECTA CAESAR	PESOS EXCEL	% VARIACION
T1	2812	2865.6624	-1.91%
T2	2832	2796.3624	1.26%
T3			
T4	2843	2865.6624	-0.82%
T5	2852	2865.6624	-0.48%
T6			
T7	2818	2752.6124	2.32%
T8			
T9	2875	2796.3624	2.73%
T10	2832	2891.2124	-2.08%
T11	2845	2796.3624	1.71%
T12			
T13	5626	5618.3048	0.14%
T14			
T15	5682	5687.6048	-0.45%
T16			
T17	2887	2891.2124	-0.15%
T18	2826	2795.1774	4.47%
T19	2821	2821.9124	-0.03%
T20			
T21	2832	2865.6624	-1.19%
T22			
T23	2781	2891.2124	-3.96%
T24	2816	2865.6624	-1.76%
T25	2755	2891.2124	-4.94%
T26	2812	2796.3624	0.56%
T27			
T28			
T29			
T30			
T31			
T32			
T33			
T34			
T35			
T36			
T37			
T38			
T39			
T40			

Figura. 11 estimación de pesos manual vs pesos calculados en el software caesar II

De la figura. 11 se apreció que la carga de operación para los resortes que soportan el peso de parejas de tubos de radiación fue de aproximadamente 2900 lbf y la carga de los resortes que soportaban 4 sistemas de tubos de radiación era de 57600 lbf, estos valores están muy cercanos a los calculados en el software caesar II (máximo porcentaje de variación 4.47%) Partiendo de las consideraciones previas, se

ajustaron las nuevas cargas de los spring hanger de carga constante en el modelo según la definición de cargas calculadas de forma manual consignadas en la figura. 11 y se corrió nuevamente la simulación con el fin de valorar los nuevos esfuerzos y/o desplazamientos.

Con los nuevos valores de carga No se evidenciaron condiciones de falla bajo ningún caso de carga. Sin embargo, fue necesario ajustar algunos pesos asociados a las masas suspendidas. Las modificaciones de carga sobre los resortes implicaron la revisión del ajuste de carga teniendo en cuenta el punto del pivote del sistema, ya que dichos resortes poseen un mecanismo de ventaja mecánica que establece una relación de brazos. A continuación, se ilustra el esquema de viga pivote asociada a cada paraje de resortes y en algunos casos combinaciones de 4 resortes, ver figura. 12

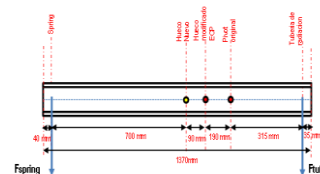


Figura. 12 esquema de relación de pivot con ubicación actual (Agujero nuevo)

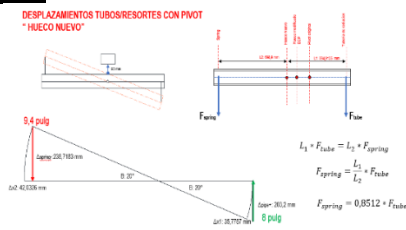
Para el esquema actual y teniendo en cuenta las cargas operativas de cada tubo radiante se evaluó la relación de brazos en cada uno de los puntos de pivote para determinar si los ajustes de carga requerido aún estaban dentro del margen de set de cada resorte. Los resortes que soportaban un par de tubos tenían un set nominal de carga operativa de 2075 lbf con una variación de +/- 20% dando un rango de aplicabilidad de 1660 bf a 2490 lbf. Por otro lado, los resortes que soportaban cuatro tubos tenían un set nominal de carga operativa de 40104 lbf con una variación de +/- 20% dando un rango de aplicabilidad de 3283 lbf a 4924.8 bf, ver figura. 13

TAG RESORTE	# TUBOS	Punto de pivote	Fragging: 6/1			Rango de operación resorte		
			Distancia pivote a eje	Distancia eje a eje	Distancia eje a pivote	1/2 ciclo	1/4 ciclo	
# 10	11	2012	903.857143	1751.540204	2280.2	1900	2075	2400
	12	2012	910.282143	1910.229114	2407.2	1900	2075	2400
	13	2043	913.024086	1917.302759	2416.06	1900	2075	2400
# 7	10	2012	916.743287	1923.110824	2424.2	1900	2075	2400
	15	2018	901.7627143	1901.737947	2394.3	1900	2075	2400
	16	2018	904.071429	1907.819469	2402.76	1900	2075	2400
# 8	10	2012	910.282143	1910.229114	2407.2	1900	2075	2400
	13	2043	914.642087	1918.632641	2418.25	1900	2075	2400
	14	2012	909.357143	1899.357143	2381.1	1900	2075	2400
# 9	10	2012	919.538214	1919.538214	2412.7	1900	2075	2400
	11	2012	907.942087	1904.487242	2383.06	1900	2075	2400
	12	2018	906.75	1903.257468	2387.85	1900	2075	2400
# 11	10	2012	910.282143	1910.229114	2407.2	1900	2075	2400
	13	2043	903.857143	1899.357143	2381.1	1900	2075	2400
	14	2012	905.428214	1905.102056	2393.6	1900	2075	2400
# 1	10	2012	903.857143	1751.540204	2280.2	1900	2075	2400
	11	2012	903.857143	1751.540204	2280.2	1900	2075	2400
	12	2012	903.857143	1751.540204	2280.2	1900	2075	2400

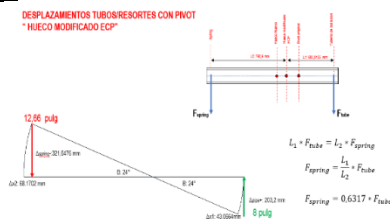
Figura. 13. Cargas en resorte en función de la carga sostenida por tubo y la relación de brazos de todos los puntos de pivot posibles.

En la figura. 13, se evidencia que el montaje de los pivot tiene 3 opciones de posición que varían la relación de brazos en función de la carga permisible y el requerimiento actual, se identificó que sólo dos posiciones son viables según los nuevos valores de carga. La posición 1 (hueco nuevo) y la posición 2 (hueco modificado). A continuación, se ilustra el análisis de desplazamientos y ángulos de rotación en cada una de las posiciones posibles.

Posición 1



Posición 2



En la evaluación de cargas en los resortes se tuvo en cuenta que cada uno de los tubos tiene inmerso un catalizador que acelera la reacción y promueve

la conversión de la carga de proceso. El catalizador que estará presente en el proceso de reformado está compuesto por dos componentes RC-67 TITAN y RK-500 TITAN ambos son de base níquel con densidad de partícula de 112 lb/ft³ y densidad de llenado de 0.75 +/- 0.15 Kg/L. Adicionalmente, en la figura 14 se representa la proporción volumétrica de cada uno de los compuestos en la mezcla, esto permitió estimar el peso equivalente del catalizador por cada uno de los tubos.

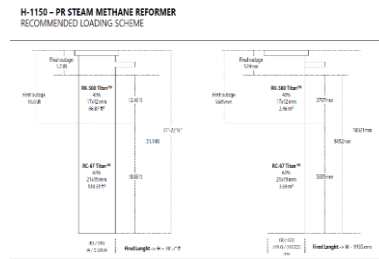


Figura 14. Esquema de carga recomendado

A partir del datasheet de los compuestos del catalizador y teniendo en cuenta el esquema de carga recomendado, se calculó la masa de catalizador equivalente y se incluyó en el modelo como una carga concentrada en el caso de carga sostenido, ver figura 15.

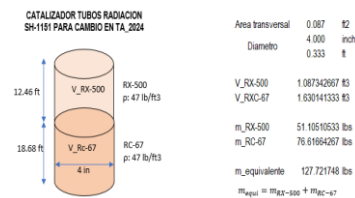


Figura 15. Calculo de masa de catalizador

Una vez contemplados los pesos por material y peso por catalizador se corrió el modelo y se recalcularon las masas suspendidas presentes en el montaje, ya que el horno trabaja con resortes de cargas constantes y masas suspendidas que "emulan" un resorte de carga constante, la figura 16 ilustra las masas suspendidas denotadas por las letras CW las cuales fueron idealizadas como soportes de carga constante considerando solo la carga operacional.

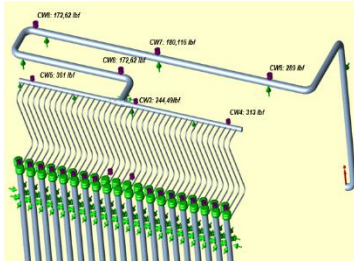


Figura 16. Ubicación de contrapesas iniciales

3. Resultados de análisis

El modelo .CSV inicial presentó falla por cargas sostenidas en la zona de los sucabezales de salida en mayor intensidad en la zona de los nipolets y la intersección con el cabezal principal, esto debido a los SIF's ya que las uniones no son autoreforzadas. Sin embargo, con los ajustes planteados sobre el modelamiento, aunque se evidenció falla por carga sostenida, esta sólo supera el admisible a 140,000 horas en un 0,6%.

Load Case/Analisis	Standard Reports	General Computed Results
1 (SHR) CASE NOT ACTIVE	Displacements	Hangar / Lata
2 (SHR) CASE NOT ACTIVE	Reactions	Hangar / Lata / Top
3 (SHR) CASE NOT ACTIVE	Load Factors	Input File
4 (SFR) W-201-T1-W1-W1-W1	Reaction Summary	Maintenance Data
5 (SFR) W-201-T1-W1-W1-W1	Reaction Summary Extended	Load Case Report
6 (SFR) W-201-T1-W1-W1	Force Check	Warnings
7 (SFR) W-201-T1-W1-W1	Range Plot	
8 (SFR) W-201-T1-W1-W1	Global Stress	
9 (SFR) W-201-T1-W1-W1	Global Stress Form Extended	
10 (SFR) W-201-T1-W1-W1	Global Stress Form	
11 (SFR) W-201-T1-W1-W1	Stress	
	Stress Contour (Log)	
	Stress Summary (Log)	
	Code Compliance	

Los demás casos de carga No presentaron ningún tipo de falla.

LOAD CASE DEFINITION REF	LOAD CASE CHECK FAILED	SUBCASE 4 (SFR) W-201-T1-W1-W1
Maximum Displacement (12.746.14)	DISPLACEMENT	4 (SFR) W-201-T1-W1-W1
Ratio (N)	100.4	Excede 4000
Code Stress	530.0	Alimiteada Stress: 590.0
Max. Stress	6500.0	Excede 1200
Bending Stress	2642.0	Excede 7000
Torsion Stress	452.0	Excede 7700
Mem. Stress	12236.0	Excede 120
Max. Stress (Equivalent)	12236.0	Excede 120

Los pesos estimados de forma manual con los calculados por el software CAESAR II tuvieron una variación inferior al 5% al compararse entre ellos, por lo cual la estimación proyectada con la

nueva distribución de bridas, materiales de tubería y masas de catalizador son bastante aproximadas.

ESTIMACION DE CARGAS SEGUN MODELO SIMULADO

ITEM	NO.	DESCRIPCION	UNID.	VALOR	UNID.	VALOR	UNID.	VALOR
1	1	W-201-T1-W1-W1	kg	624.000	lbs	1385.000		
2	2	W-201-T1-W1-W1	kg	313.000	lbs	690.000		
3	3	W-201-T1-W1-W1	kg	361.000	lbs	796.000		
4	4	W-201-T1-W1-W1	kg	289.000	lbs	638.000		
5	5	W-201-T1-W1-W1	kg	180.116	lbs	398.000		
6	6	W-201-T1-W1-W1	kg	172.620	lbs	381.000		

3.1 Acciones recomendadas posevaluación

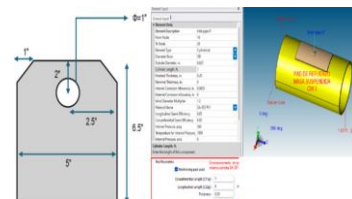
a. Realizar ajuste de cargas en resortes de carga constante en la misma ubicación del punto pivot actual (posición 1), para ello se plantea el ajuste de carga individual para cada tag de resorte.

Tag	Spring No.	Spring Constant	Spring Force	Spring Displacement
1	1	1000	1000	1.0
2	2	1000	1000	1.0
3	3	1000	1000	1.0
4	4	1000	1000	1.0
5	5	1000	1000	1.0
6	6	1000	1000	1.0
7	7	1000	1000	1.0
8	8	1000	1000	1.0
9	9	1000	1000	1.0
10	10	1000	1000	1.0

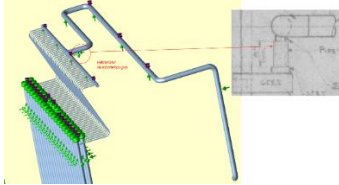
b. Ajustar las masas suspendidas, se debe eliminar la masa CW8" e incrementar la masa CW3 a 624 lbf (actualmente en 244.49 lbf)

	kg	lbs	Peso final (ya incrementado)
CW3		624.000	
CW4		313.000	
CW5		361.000	
CW6		289.000	
CW7		180.116	
CW8		172.620	

c. Debido al incremento de carga localizada en el área de tubería que soporta la masa suspendida CW3, es necesario instalar un pad de refuerzo y diseñar un lug de conexión según el siguiente diseño. Pad de refuerzo de 3"x6"x1/4" material A-387 Gr 11 y lug de conexión de 6.5" x 5"x 3/8" material A-387 Gr 11



d. Retirar el GAP del soporte tipo guía localizado en la tubería de entrada (zona pig tail). Para ello, se deberá instalar tapa superior con agujero intermedio el cual restrinja movimiento libre hacia los lados pero que permita el crecimiento por expansión térmica hacia arriba y hacia abajo.



Bibliografía

1. U. Interwies, H. Lebahn y S. Opis, «Thermal Process Engineering,» Iludest, Waldbüttelbrunn, 2018.
2. Ecopetrol, «ECOICP-U-5300-MDPU-CA02,» de Planta Piloto "Unidad de Deshidratación de Crudos, Bucaramanga, 2021, pp. 5-6.
3. Jie Wang, Yangyan Zheng, Damage analysis of in-service ethylene cracking furnace tubes using small punch test, China, 2023
4. Andrea Galeazzi, Francesco de Fusco, Kristiano Prifti, Predicting the performance of an industrial furnace using Gaussian process and linear regression: A comparison, Milan, 2024
5. Naima Neal, Zakia Lounis, Zoubida Lounis, Modelling of heating furnace fire scenarios using fault tree analysis, a bayesian network, and a thermal transfer method for system reliability analysis, Algeria, 2023

Luis Alejandro Florez Luis Alejandro Flórez Q, ing. mecánico, Esp. en gerencia de proyectos. Cuenta con certificación como inspector API 570, inspector API 510 e inspector API 653, nivel 2 en

END por métodos de líquidos penetrantes y ultrasonido industrial, con experiencia nacional e internacional en confiabilidad, soporte técnico, inspección de integridad mecánica de equipos estáticos, gestión de activos, mantenimiento de plantas industriales, gestión y manejo de proyectos, planeación, aseguramiento de calidad, supervisión de trabajos metalmecánicos y montajes. Actualmente vinculado al departamento de inspección e integridad de equipo estacionario de la GRB como ing. de confiabilidad e integridad.

Julio Andres Moncada Garcia ingeniero mecánico, especialista en mantenimiento industrial y magister en ingeniería de confiabilidad y gestión de activos. Se desempeña como analista de esfuerzos de sistemas de tubería y analista de diseño mecánico de equipo estacionario bajo código Asme Section VIII div 1 en la refinería de Barrancabermeja, Ecopetrol. Cuenta con las siguientes certificaciones Internacionales, Analista de vibraciones mecánicas ISO 18436-2 Cat 3, inspector API 570 e inspector API 510. Actualmente vinculado al departamento de inspección e integridad de equipo estacionario de la GRB como ing. de mantenimiento y confiabilidad B en el área de incorporación de equipo estático.

❖ Luis Alejandro Florez

Cel: 3008314225

Dirección:

Mail: luisal.florez@ecopetrol.com.co

Ciudad: Barrancabermeja/ Santander

País: Colombia

❖ Julio Andres Moncada Garcia

Cel: 3004899796

Dirección: Cra 32 # 73-86 Barrio Floresta

Mail: julioan.moncada@ecopetrol.com.co

Ciudad: Barrancabermeja/ Santander

País: Colombia