

Metodología de Evaluación de la Integridad Mecánica y Adecuación al Servicio de un Tambor Horizontal con Pérdida de Material Localizada Mediante ASME FFS 1 / API 579 y el Método del Elemento Finito (Caso de Estudio)

Eduardo Rincón, PDVSA Intevep, rinconej@pdvsa.com

Sinopsis

Este artículo presenta la metodología y resultados obtenidos de la evaluación de un tambor horizontal utilizado para recirculación de nafta, de una Unidad de Crudo perteneciente a una refinería ubicada en las costas de Venezuela, el cual presentaba pérdida de material localizada en algunas zonas de sus componentes. Con el fin de determinar la integridad mecánica y la adecuación para el servicio del tambor para las condiciones de operación, se realizó la evaluación utilizando la metodología indicada en la ASME FFS-1 / API 579 "Fitness For Services" y los criterios establecidos en el Código ASME Sección VIII División I y II. Adicionalmente, para determinar la distribución de esfuerzos alrededor de las zonas localmente delgadas, se utilizaron modelos por elementos finitos, empleando un programa comercial de simulación numérica. La aplicación de esta metodología permitió en un corto lapso de tiempo, asegurar la confiabilidad operacional del equipo para las condiciones de operación establecidas, lo cual le suministro suficientes elementos de decisión a la gerencia de la refinería para continuar la operación de la planta, evitando pérdida de producción por parada de emergencia de la unidad.

1. Introducción

El Tambor perteneciente a una Unidad de Crudo, se encuentra en servicio desde el año 1960. Este equipo tiene como finalidad acumular las naftas livianas y medias provenientes de la torre de destilación de crudo. Entre los componentes que lo conforman se tienen; 2 cabezales toriesféricos ubicados en el lado este y oeste, una sección cilíndrica, una bota o colector y 2 soportes colocados en la base inferior del cuerpo cilíndrico, como se muestra en la Figura 1.

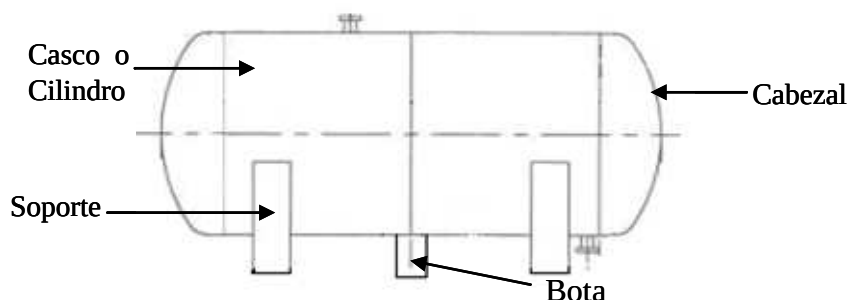


Fig. 1. Componentes del Tambor

Este tambor ha presentado pérdida de material localizada en algunas zonas de sus componentes durante su tiempo en servicio. En noviembre 1996, se realizaron mediciones de espesor en la bota, los cabezales y el casco del tambor, observándose áreas con reducción de espesor en la parte inferior del Cabezal Oeste y en la parte central del Cabezal Este. Presumiéndose que esta pérdida de material es producto de corrosión en la pared interna del equipo.

En agosto de 2003, se reportaron pérdida de espesor en los cabezales del tambor, los valores más bajos fueron de 0,170 in (4,32 mm) en el Cabezal Este y 0,283 in (7,19 mm) en el Cabezal Oeste.

Para la fecha se recomendó instalar refuerzos en las zonas que presentaban bajos espesores, y rellenar con soldadura las áreas de la porción cilíndrica con pérdida de material.

En agosto de 2005, se reportaron zonas puntuales con bajos espesores en la parte inferior del Cabezal Oeste y en el lado norte de la parte central del Cabezal Este. Durante esta inspección se evidenció que las picaduras generalizadas encontradas internamente en los cabezales Este y Oeste, fueron rellenadas con soldadura durante la parada del año 2002. A partir de noviembre de 2005, se implementó un plan de seguimiento mensual, para detectar pérdidas de material adicional. Detectándose que los valores de espesor medido en cada inspección, se encontraban por debajo de los medidos en la inspección previa.

En vista de esta condición se realizó una evaluación para determinar la integridad mecánica del equipo, y un estudio de adecuación para el servicio. Esta evaluación se basó en la metodología descrita en la norma ASME FFS 1 / API 579 “Adecuación para el Servicio” [2]. Los espesores de retiro de cada componente, se determinaron según la sección VIII División 1 del código ASME [1]. Para determinar la distribución de esfuerzos alrededor de las zonas localmente delgadas, se evaluaron los modelos por medio de la técnica de elementos finitos. Los modelos fueron construidos utilizando elementos tipo axisimétrico, cascaron (shell) y sólido 3D.

La aplicación de esta metodología permitió en un corto lapso de tiempo, asegurar la confiabilidad operacional del equipo para las condiciones de operación establecidas, lo cual le suministro suficientes elementos de decisión a la gerencia de la refinería para continuar la operación de la planta, evitando pérdida de producción por parada de emergencia de la unidad.

2. Desarrollo

2.1 Cálculo de los espesores de retiro y esfuerzos según el Código ASME Sección VIII División I

Inicialmente, se recopilaron los valores de las condiciones de diseño del tambor. Los valores obtenidos del plano original del fabricante se presentan a continuación:

Presión (P) = 32 psi

Diámetro Interno (D_{int}) = 114 in

Esfuerzo máximo permitido (S) = 13750 psi @ temperatura de diseño

Temperatura de diseño (T_d) = 250 °F

Eficiencia Soldadura de la junta cabezal (E) = 1

Eficiencia Soldadura de la junta pared (E') = 0,80

Espesor nominal (t) = 0,531 in

Radio de corona (L) = 108 in

Radio de nudillo (r) = 6,875 in

Corrosión permitida a futuro (FCA) = 0,187 in

Radio interno (R) = 57 in

Radio interno corroído (R_c) = $R + FCA$

El espesor corroído (t_c) viene dado por la siguiente expresión:

$$t_c = t - FCA \quad [Ec. 1]$$

Luego, se calcularon el espesor de retiro para los cabezales del tambor y la sección cilíndrica. Adicionalmente, se calcularon los valores de esfuerzos circunferencial y longitudinal del cilindro del tambor como se muestra a continuación.

2.1.1 Cálculo del espesor de retiro para los cabezales

Para el cálculo del espesor de retiro de los cabezales tori-cónicos, fue empleada la ecuación 2 de acuerdo al código ASME Sección VIII División I Apéndice I [1].

$$t_{\min} = \frac{P.L.M}{2.S.E - 0.2.P} \quad [\text{Ec. 2}]$$

Donde:

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right) \quad [\text{Ec. 3}]$$

El valor calculado del espesor de retiro $t_{\min}$ para los cabezales es 0,225 in.

2.1.2 Cálculo de esfuerzos y espesor de retiro para la sección cilíndrica

Se realizaron los cálculos de esfuerzos longitudinal y circunferencial en el cilindro para espesores igual a 0,531 in (espesor nominal), 0,364 in (espesor promedio) y 0,180 in (espesor mínimo) mediante el procedimiento descrito en el anexo A de la norma ASME FFS 1 / API 579[2].

Los esfuerzos Circunferencial (σ_m^c) y Longitudinal (σ_m^L) vienen dado por las siguientes expresiones:

$$\sigma_m^c = \frac{P}{E} \left(\frac{R_c}{t} + 0.6 \right) \quad [\text{Ec. 4}]$$

$$\sigma_m^L = \frac{P}{2.E} \left(\frac{R_c}{t} - 0.4 \right) \quad [\text{Ec. 5}]$$

Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1. Resultado de los esfuerzos en la sección cilíndrica del tambor

ESPESOR (in)	0,531	0,364	0,180
ESF CIRCUNFERENCIAL (Psi)	3454	5045	10215
ESF LONGITUDINAL (Psi)	1711	2506	5092

El espesor de retiro en esta sección, se obtiene mediante las fórmulas provistas por el código ASME Sección VIII División I, Apéndice I:

$$t_{\min} = \frac{P.R_c}{S.E - 0.6.P} \quad [\text{Ec. 6}]$$

Se obtuvo que el valor del espesor de retiro $t_{\min}$ para la sección cilíndrica es 0,167 in.

2.2 Evaluación del tambor según la norma ASME FFS 1 / API 579 “Adecuación para el Servicio”

La evaluación de integridad mecánica y adecuación al servicio se realizó basado en la norma ASME FFS 1 / API 579. El análisis se inició con el nivel 1, el cual no requiere de información detallada ni análisis complejos. Luego se utilizan los niveles 2 y 3, los cuales requieren de datos más precisos en cuanto a la condición física del equipo. El procedimiento seguido para esta evaluación es el indicado en la figura 4.2 de la sección 4 de la norma ASME FFS 1 / API 579.

2.2.1 Evaluación nivel 1 y 2

Para la evaluación nivel 1 del equipo se calculó el espesor de retiro de acuerdo al apéndice A parágrafo A.2 de la norma ASME FFS 1 / API 579, el cual hace referencia al Código ASME sección VIII división I apéndice I. Luego, se localizó la región con pérdida de material y se determinaron los datos de espesores a ser usados. La distancia del espaciamiento para las lecturas de espesores se fijó de manera de obtener una buena caracterización del perfil de espesores. Esta longitud se calculó mediante la siguiente expresión:

$$L = \min \left[0,36 \sqrt{D t_{\min}} ; 2 t_{\min} \right] \quad [\text{Ec. 7}]$$

Donde:

L: Espaciamiento recomendado para el perfil de espesores (in)

D: Diámetro interno de la pared (in)

t_{nom} : Espesor nominal (in)

t_{min} : Espesor mínimo medido (in)

2.2.1.1 Medición de espesores mediante ultrasonido

De acuerdo a los resultados de las mediciones de espesor realizadas por el grupo de inspección y los cálculos de espesor de retiro obtenidos mediante el Código ASME Sección VIII División I Apéndice I, se solicitó realizar nuevas mediciones de espesor, en las áreas con pérdida de material de los cabezales del equipo (ver Figura 2), con el fin de obtener ventanas o rejillas de medición más densas y así poder caracterizar con mayor precisión las áreas donde se presenta pérdida de material. La distancia entre los puntos de medición se calculó de acuerdo a la Ec.7.



Fig. 2. Cabezales Este y Oeste del Tambor

Utilizando la información de inspección, numerando las líneas de medición radiales en sentido horario y tomando como punto inicial la línea identificada como 1, el espaciamento utilizado para las mediciones (L) es igual a 1 in y las áreas determinadas para realizar las mediciones en el cabezal oeste se muestra en la figura 3.

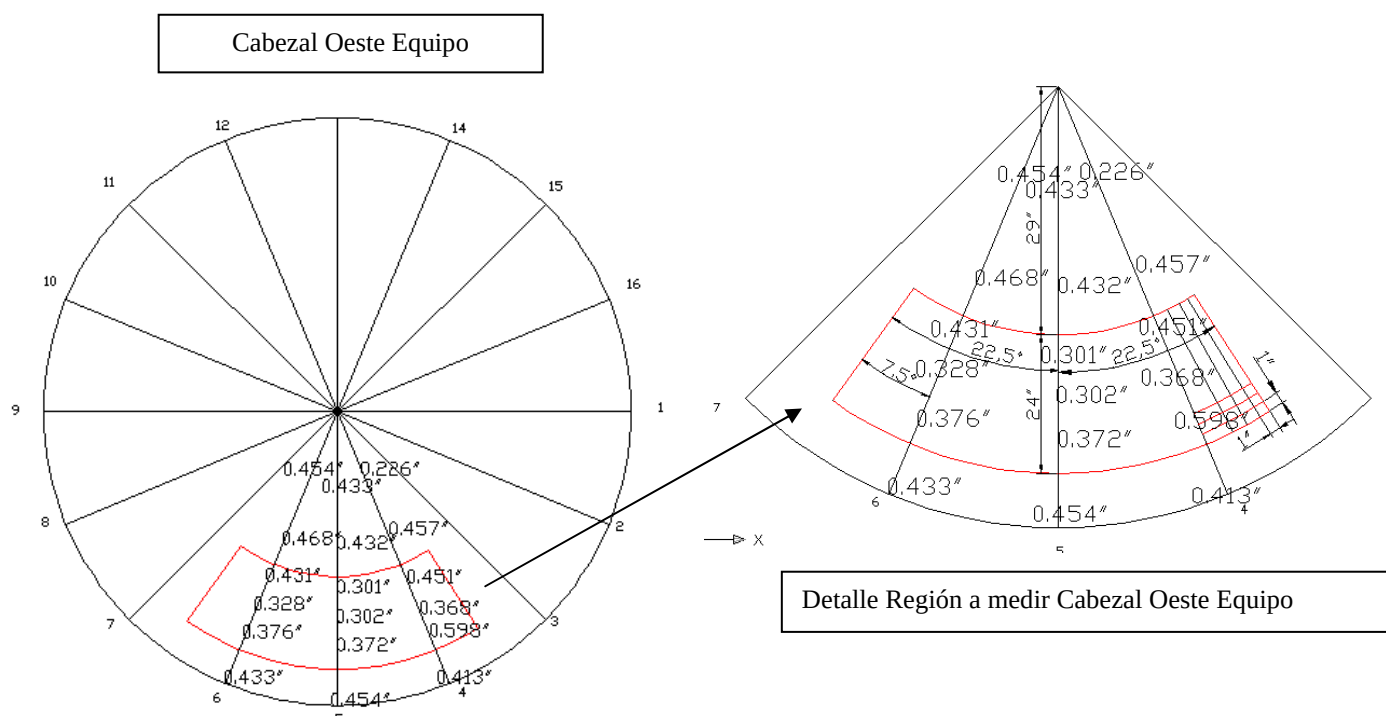


Fig. 3. Detalle de la ventana seleccionada para la medición en el cabezal Oeste del Tambor

En esta medición se obtuvieron los valores de espesores de una zona más densa (ver Figura 4) permitiendo determinar el perfil de espesores.



Fig. 4. Zona de bajos espesores, cabezal Oeste Tambor

2.2.1.2 Cálculo del Coeficiente de Variación de Espesor (COV)

Una vez realizadas las mediciones, se documentaron los valores de espesor mínimo medido $t_{\min}$, espesor promedio t_m y el coeficiente de variación COV, como indica el procedimiento para la evaluación de nivel 1:

$$S_1 = \sum_{i=1}^N (t_i - FCA)$$

[Ec. 7]

$$S_2 = \sum_{i=1}^N (t_i - FCA)^2$$

[Ec. 8]

$$t_{am} = \frac{S_1}{N} + FCA$$

[Ec. 9]

$$t_{SD} = \left(\left\{ \frac{S_2}{N} - (t_{am} - FCA)^2 \right\} \left\{ \frac{N}{N-1} \right\} \right)^{0.5}$$

[Ec. 10]

$$COV = \frac{t_{SD}}{t_{am} - FCA}$$

[Ec. 11]

Donde:
N = número total de lecturas de espesores (este valor debe ser igual o mayor a 15 lecturas)
i = número de la lectura del espesor medido
t = valor del espesor medido

El procedimiento anterior se realizó para valores de FCA igual a 0,187 in y 0,0825 in, los cuales corresponden a la tolerancia de corrosión indicada en el plano original del equipo y al valor de corrosión esperada para la próxima parada de planta de la unidad, calculado en la sección 2.3 de este trabajo. Considerando una velocidad de corrosión de 0,055 in/año (valor estimado mediante los espesores promedios). Obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 2. Resultado del cálculo del Coeficiente de Variación de Espesor COV

FCA (in)	0,187	0,00825
COV (%)	41,4	24,8

La norma FFS 1 / API-579 establece que si el resultado del COV es menor al 10%, se deben de cumplir los siguientes criterios:

a) El promedio del espesor de pared medido menos el valor del FCA ($t_{am}-FCA$) debe ser igual o mayor al espesor mínimo calculado.

$$t_{am} - FCA \geq t_{\min}$$

b) El espesor mínimo de pared medido, t_{mm} , menos el valor de FCA debe ser igual o mayor al valor máximo entre 0,1 in y la mitad del valor del espesor mínimo calculado.

$$t_{mm} - FCA \geq \max[0,5.t_{\min}; 0,1in]$$

En la Tabla 2 se observa que el valor del COV es superior al 10% y no se cumplen los criterios establecidos en a) y b) para los casos estudiados, para lo cual, la norma sugiere que se debe realizar la evaluación del componente mediante el nivel 3.

2.2.2 Evaluación Nivel 3

Técnicas de análisis de esfuerzo, como el método de elemento finito, pueden ser utilizadas para evaluar regiones con pérdida general o local de metal en recipientes de presión, tuberías y tanques, estas están descritas en el apéndice B de la norma ASME FFS 1 / API 579. En la parte 4, parágrafo 4.4.4 de esta norma se indican los pasos para la evaluación nivel 3 del componente y en el Apéndice B se señalan los criterios para realizar el análisis.

Si el componente está sometido a presión externa y/o a otras cargas que den lugar a esfuerzos compresivos, se debe realizar un análisis de estabilidad estructural usando los métodos indicados en el apéndice B. Además, se debe estudiar el efecto de fatiga si el componente se encuentra sujeto a cargas cíclicas. Los datos de la geometría del componente, las características de los materiales, las condiciones de carga y el perfil de los espesores pueden ser usados directamente en el modelo del componente.

2.3. Análisis por el Método del Elemento Finito

Esta evaluación consistió en el análisis de esfuerzo realizado en las zonas con pérdida de espesor en el recipiente, específicamente en el Cabezal Oeste del mismo. Se consideraron las especificaciones de diseño descritas en el plano original del fabricante y las condiciones operacionales indicadas por el personal de la refinería. Para la evaluación de la integridad mecánica por medio del método de elemento finito se utilizaron programas comerciales. Se construyeron modelos tipo axisimétrico para determinar la distribución de esfuerzos a través del eje longitudinal del recipiente, considerando un espesor promedio y mínimo. Luego, se evaluó el cabezal mediante un modelo tipo cascaron (shell), para estudiar el efecto de la pérdida de espesor utilizando áreas promedios. Finalmente, se realizó el análisis considerando el detalle de la pérdida de material en el cabezal mediante un modelo en 3D tipo sólido.

2.3.1 Pre-procesamiento. Construcción de los modelos

- a) Modelo Axisimétrico: se realizaron tres modelos con valores de espesor igual a 0,531 in (espesor nominal), 0,364 in (espesor promedio), y 0,180 in (espesor mínimo). El mallado fue refinado en la sección del cambio de geometría del cabezal (Fig. 5) debido a que en esa zona se espera que los valores de esfuerzos sean mayores.

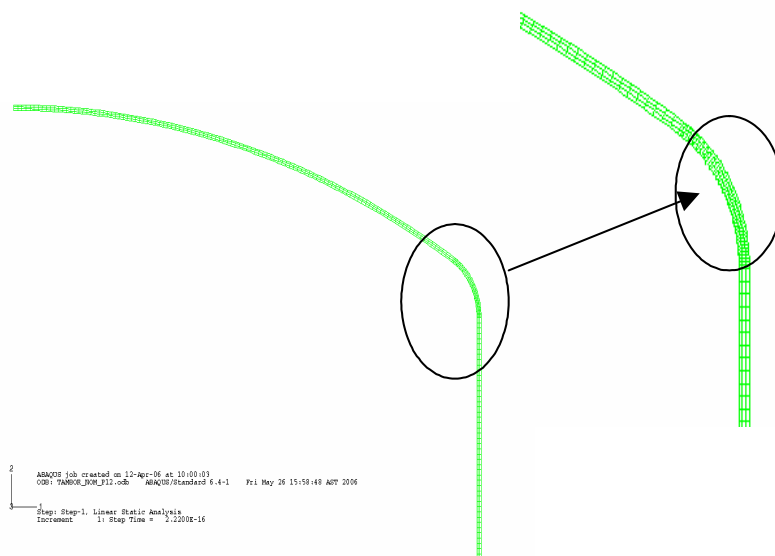


Fig. 5. Modelo axisimétrico sin deformación, con refinamiento de la malla

- b) **Modelo Tipo Concha (Shell):** se realizaron tres modelos, con los valores de espesores antes mencionados y un cuarto modelo considerando el promedio de los espesores por zonas críticas y refinando la malla en el cambio de geometría del cabezal como se indico en el modelo anterior.

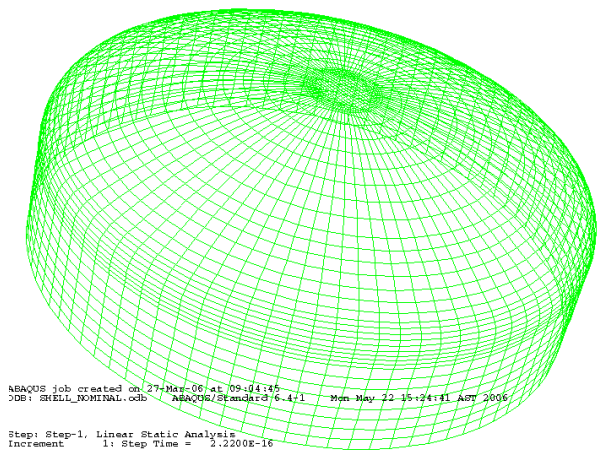


Fig. 6. Modelo tipo concha sin deformación, con refinamiento de la malla

- c) **Modelo Sólido:** se realizó un modelo con los valores de espesor medidos en una de las zonas puntuales que presentan bajos espesores y se refinó la malla igual a como se indicó en los modelos anteriores. Dada la simetría del comportamiento del cabezal sólo se utilizó un cuarto del cabezal.

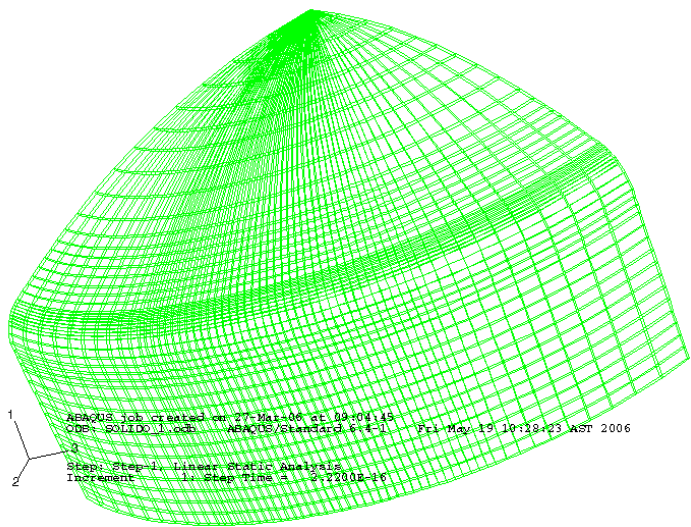


Fig. 7. Modelo tipo sólido sin deformación, con refinamiento de la malla

Las condiciones de borde fueron las siguientes: restricción del desplazamiento vertical y condiciones de simetría (solo en el modelo 3D). Se consideró como carga la presión de diseño (32 psi).

2.3.2 Procesamiento. Análisis por elemento finito mediante el programa comercial.

Para el procesamiento de los datos de los modelos se realizó el análisis de tipo lineal estático, esto fue posible mediante el uso de un programa comercial.

2.3.3 Post-procesamiento

Antes de realizar los diferentes análisis a los modelos, se establecieron como criterios de aceptación para la operatividad del equipo los indicados en el apéndice B, tópico B.2 de la Norma ASME FFS 1 / API 579. Para establecer el valor de la intensidad del esfuerzo se siguió como criterio de fluencia el esfuerzo cortante máximo, el cual estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala a un valor crítico. El valor del esfuerzo(s) según este criterio viene dado por:

$$S = 2.\tau_{\max} = \max\left[|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_3 - \sigma_1|\right] \quad [\text{Ec. 12}]$$

El valor permitido para el esfuerzo en recipientes a presión S_m de acuerdo al párrafo B.2.3.1.a de la Norma ASME FFS 1 / API 579 puede ser el valor del esfuerzo original usado en el diseño del recipiente a presión, sin embargo, no puede ser mayor a las dos terceras partes del valor mínimo especificado para el esfuerzo de fluencia a la temperatura. Para esfuerzos locales, el valor permitido es $1,5.k.S_m$ donde k esta definido en la tabla B.1 del apéndice B de la norma ASME FFS 1 / API 579.

Inicialmente se evaluaron los modelos axisimétricos, para determinar el comportamiento del estado de esfuerzo al que se encuentra sometido el cabezal toriesférico del tambor. Se observó que en el área donde se encuentra el cambio de geometría definida por los radios de corona y rodillo, el cabezal está sometido a esfuerzos de compresión y esfuerzos de tensión. Por lo cual, se calculó el promedio de los esfuerzos en las direcciones X, Y, y Z en la zona de menor espesor, para determinar los valores de los esfuerzos principales y calcular el valor del esfuerzo máximo cortante o esfuerzo de Tresca. Se utilizó el valor de la presión interna de diseño igual a 32 psi y se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 3. Esfuerzos en el modelo axisimétrico (presión interna 32 psi, espesor 0,531 in)

AXISIMETRICO 32 psi ESPESOR 0,531in	CABEZAL		
	Pared interna	Pared externa	Promedio
S11 (psi)	4452	-2517	968
S22 (psi)	7264	-4425	1420
S33 (psi)	-7390	-12763	-10077
S12 (psi)	-7391	5012	-1190
Esfuerzos Principales (psi)	σ_1	σ_2	σ_3
	2405	-18	-10076
Esfuerzo Máximo Cortante (psi):	12481		

Tabla 4. Esfuerzos en el modelo axisimétrico (presión interna 32 psi, espesor 0,364 in)

AXISIMETRICO 32 psi ESPESOR 0,364in	CABEZAL		
	Pared interna	Pared externa	Promedio
S11 (psi)	6519	-3733	1393
S22 (psi)	10618	-6581	2019
S33 (psi)	-13632	-21583	-17608
S12 (psi)	-10837	7401	-1718
Esfuerzos Principales (psi)	σ_1	σ_2	σ_3
	3452	-41	-17608
Esfuerzo Máximo Cortante (psi):	21060		

Tabla 5. Esfuerzos en el modelo axisimétrico (presión interna 32 psi, espesor 0,180 in)

AXISIMETRICO 32 psi ESPESOR 0,180in	CABEZAL		
	Pared interna	Pared externa	Promedio
S11 (psi)	14272	-8108	3082
S22 (psi)	18654	-11027	3814
S33 (psi)	-39171	-54261	-46716
S12 (psi)	-21100	13913	-3594
Esfuerzos Principales (psi)	σ1	σ2	σ3
	7059	-164	-46716
Esfuerzos Máximo Cortante (psi):	53775		

Donde:

- S₁₁ = esfuerzo normal en la dirección del eje X.
- S₂₂ = esfuerzo normal en la dirección del eje Y.
- S₃₃ = esfuerzo normal en la dirección del eje Z.
- S₁₂ = esfuerzo cortante en el plano XY.

Los esfuerzos principales para cada modelo se calcularon resolviendo la ecuación 13 y se determinó el valor del esfuerzo de Tresca utilizando la ecuación 12.

$$\sigma^3 - (S_{11} + S_{22} + S_{33}).\sigma^2 + ((S_{11} * S_{22}) + (S_{11} * S_{33}) + (S_{22} * S_{33}) - (S_{12})^2 - (S_{23})^2 - (S_{13})^2)\sigma - ((S_{11} * S_{22} * S_{33}) + 2(S_{12} * S_{23} * S_{13}) - (S_{11} * (S_{23})^2) - (S_{22} * (S_{13})^2) - (S_{33} * (S_{12})^2)) = 0$$
 [Ec. 13]

Tabla 6. Esfuerzos cortantes máximos según el criterio Tresca, para una presión interna de 32 psi en el modelo axisimétrico

Espesor (in)	Esfuerzo Tresca (Psi)
0,531	12481
0,364	21060
0,180	53775

Los esfuerzos obtenidos en el cabezal para una presión interna de 32 psi, corresponden a la categoría de membrana + local [1,2]. Para este caso, el criterio que establece el Código ASME Sección VIII División II, como valor admisible es: el menor valor entre 1,5 S_m ó 0,9 S_y, donde el valor de S_m (Intensidad del esfuerzo de diseño para el material: 17700 psi, según la tabla 2A del Código ASME Sección II Parte D). Al comparar los resultados de la Tabla 6 con el valor del esfuerzo permisible S = 26550 psi, se observa que los valores de esfuerzos en el modelo del espesor promedio, se encuentran dentro del límite establecido. Para el modelo con espesor mínimo, los esfuerzos son superiores al valor admisible.

Debido a que la perdida de material en los componentes del recipiente no es uniforme, se evaluó el cabezal mediante un modelo tipo cascaron (shell), para estudiar el efecto de la perdida de espesor utilizando áreas promedios, tal como se señaló anteriormente.

Los resultados de los modelos tipo concha se muestran a continuación:

Tabla 7. Esfuerzos máximos en el modelo tipo concha (presión interna 32 psi)

SHELL 32 psi	Espesor		
	0,531 in	Espesores Promedio	0,180 in
S11 (psi)	15789	16653	46821
S22 (psi)	-6122	-9781	-36490
S33 (psi)	0	0	0
S12 (psi)	13	-4	13

Tabla 8. Esfuerzos principales en el modelo tipo concha (presión interna 32 psi)

SHELL 32Psi	Espesor		
	0,531 in	Espesores Promedios	0,180 in
σ_1 (psi)	15.789	16.653	46.821
σ_2 (psi)	0	0	0
σ_3 (psi)	-6.122	-9.781	-36.490

Tabla 9. Esfuerzos cortantes máximos en el modelo tipo concha (presión interna 32 psi)

Espesor	Esfuerzo Máximo Cortante (psi)
0,531 in	21911
Espesores Promedios	26434
0,180 in	83311

Los valores de esfuerzo en los modelos de espesor nominal y espesor promedio se encuentran dentro del límite de esfuerzo permitido, por el contrario, los esfuerzos obtenidos para el modelo con espesor mínimo sobrepasan este valor.

Seguidamente, se realizó el análisis del modelo sólido, considerando los espesores medidos con perdida de material y se promediaron los valores de espesores en el resto de las áreas del componente. Los resultados obtenidos para este modelo se presentan a continuación.

Tabla 10. Estado de esfuerzos en el modelo sólido (presión interna 32 psi)

SOLIDO 32 psi	CABEZAL		
	Pared interna	Pared externa	Promedio
S11 (psi)	12150	-2000	5075
S22 (psi)	15000	-12000	1500
S33 (psi)	-14000	-26900	-20450
S12 (psi)	-11894	3900	-3997
S13 (psi)	-763	919	78
S23 (psi)	3085	1900	2492,5
Esfuerzos Principales (psi)	σ_1	σ_2	σ_3
	7726,18	-860,82	-20740,36
Esfuerzos Máximo Cortante (psi):	28467		

Tabla 11. Estado de esfuerzos en el modelo sólido (presión interna 28 psi)

Solido 28 psi	CABEZAL		
	Pared interna	Pared externa	Promedio
S11 (psi)	8812	-1296	3758
S22 (psi)	14720	-11706	1507
S33 (psi)	-22069	-12726	-17398
S12 (psi)	-9535	3635	-2950
S13 (psi)	-667	802	68
S23 (psi)	2498	1503	2001
Esfuerzos Principales (psi)	σ_1	σ_2	σ_3
	5841	-360	-17614
Esfuerzos Máximo Cortante (psi):	23455		

Se calculó, por medio de las ecuaciones 12 y 13, los valores de los esfuerzos principales y el esfuerzo cortante máximo para cada una de las presiones estudiadas, utilizando el valor promedio de los esfuerzos normales obtenidos anteriormente.

Tabla 12. Resumen de esfuerzos máximos cortantes para el modelo sólido

Presión	Esfuerzo Máximo Cortante (psi)
32 psi	28467
28 psi	23455

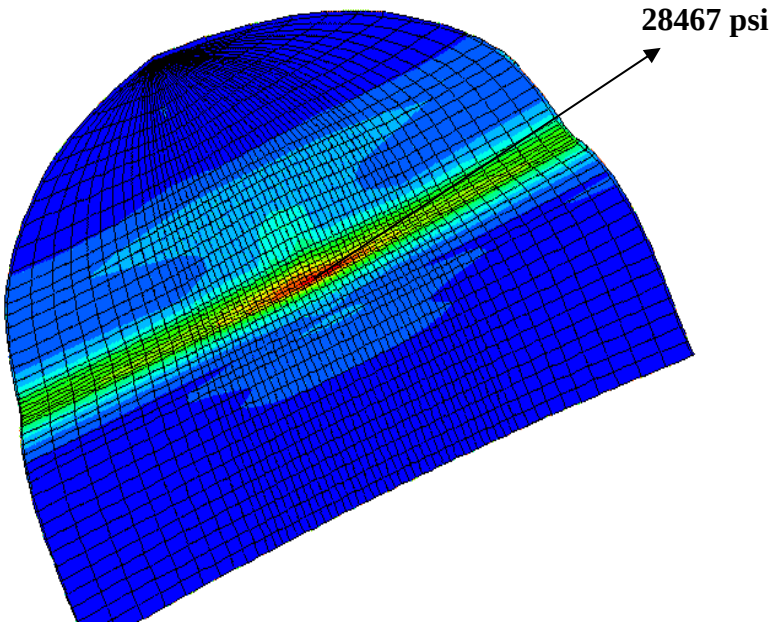


Fig. 8. Esfuerzos Tresca en la zona interna del cabezal del tambor . Espesor actual presión interna 32 psi

Por último, se calculó el desempeño a futuro de los cabezales del tambor, para ello se estimó la velocidad de corrosión mediante la ecuación 14. Adicionalmente, se utilizaron los valores de los espesores promedios reportados en las notas del grupo de inspección y corrosión de la refinería.

$$V_c = \frac{e_1 - e_2}{\Delta t} \quad [\text{Ec.14}]$$

Donde:

V_c = velocidad de corrosión

e_2 = espesor promedio en un tiempo t_2

e_1 = espesor promedio en un tiempo t_1

Δt = intervalo de tiempo entre las mediciones

Tabla 13. Valores promedios de espesores medidos en el Cabezal Oeste Tambor

FECHA	CABEZAL OESTE
28/08/2003	0,443 in
18/10/2003	0,443 in
06/11/2003	0,443 in
12/08/2005	0,533 in
25/11/2005	0,339 in
10/01/2006	0,324 in
10/02/2006	0,500 in
03/04/2006	0,364 in

Asumiendo e_1 igual a 0,443 in, e_2 igual a 0,324 in y Δt igual a 26 meses, se obtuvo una velocidad de pérdida de material igual a 55 mpy (milésima de pulgada por año). Con este valor se modificaron los espesores simulando la pérdida de espesor en un tiempo de 1 año y 1,5 años en el área donde se midieron los espesores bajos, y se evaluaron los esfuerzos en el cabezal para dicha condición, obteniéndose el siguiente resultado.

Tabla 14. Resultado de esfuerzos (presión interna 32 psi, V_c 55 mpy, tiempo 12 meses) en el modelo sólido

Sólido 32 psi a 1 año	CABEZAL		
	Pared interna	Pared externa	Promedio
S11 (psi)	12163	-1203	5480
S22 (psi)	16458	-12513	1973
S33 (psi)	-26091	-16723	-21407
S12 (psi)	-11451	1760	-4846
S13 (psi)	-153	1026	437
S23 (psi)	2482	1885	2184
Esfuerzos Principales (psi)	σ_1	σ_2	σ_3
	8906	-1222	-21639
Esfuerzo Máximo Cortante (psi):	30545		

Tabla 15. Resultado de esfuerzos (presión interna 28 psi, V_c 55 mpy, tiempo 12 meses) en el modelo sólido

Sólido 28 psi a 1 año	CABEZAL		
	Pared interna	Pared externa	Promedio
S11 (psi)	8820	-1301	3760
S22 (psi)	14910	-11478	1716
S33 (psi)	-22080	-12734	-17407
S12 (psi)	-9538	3631	-2954
S13 (psi)	-658	802	72
S23 (psi)	2498	1504	2001
Esfuerzos Principales (psi)	σ_1	σ_2	σ_3
	5803	240	-17735
Esfuerzos Máximo Cortante (psi):	23538		

Tabla 16. Resultado de esfuerzos (presión interna 28 psi, V_c 55 mpy, tiempo 18 meses) en el modelo sólido

Sólido 28 psi a 1,5 años	CABEZAL		
	Pared interna	Pared externa	Promedio
S11 (psi)	8860	-1303	3779
S22 (psi)	14931	-11462	1735
S33 (psi)	-22084	-12738	-17411
S12 (psi)	-9548	3629	-2960
S13 (psi)	-648	803	78
S23 (psi)	2498	1504	2001
Esfuerzos Principales (psi)	σ_1	σ_2	σ_3
	5793	225	-17814
Esfuerzos Máximo Cortante (psi):	23607		

Considerando la pérdida de material producto de la velocidad de corrosión (V_c igual a 55 mpy), se obtiene que para una presión de operación de 28 psi los valores del Esfuerzo Máximo Cortante luego de 12 y 18 meses de operación son inferiores al esfuerzo admisible establecido en el Código ASME Sección VIII División II.

2.4. Discusión

El espesor de retiro para las condiciones de diseño del Tambor es 0,225 in para los cabezales, y 0,167 in para el cuerpo cilíndrico según el Código ASME Sección VIII División I. En las condiciones actuales el Cabezal Oeste del Recipiente no cumple con los criterios mínimos de la Norma de Adecuación para el Servicio ASME FFS 1 / API 579. Los resultados de la evaluación del modelo por elemento finito 3D señalan que la presión interna de operación del recipiente debe mantenerse por debajo de 28 psi para que los valores de los esfuerzos no superen el límite establecido en el Código ASME Sección VIII División II en un periodo de tiempo de 18 meses de operación, considerando una velocidad de pérdida de material V_c de 55 mpy en los cabezales del equipo.

3. Conclusiones y Recomendaciones

3.1 Conclusiones

- En las condiciones actuales del Cabezal Oeste del Tambor y bajo las condiciones de diseño del mismo, el componente no cumple con los criterios de continuidad en el servicio establecidos en la norma ASME FFS / API 579 “Adecuación para el Servicio”.
- Si la presión de operación del equipo no supera el valor de 28 psi, los esfuerzos en los componentes de Tambor no superarán los valores admisibles del Código ASME Sección VIII División I y II y la Norma ASME FFS / API 579 “Adecuación para el Servicio”.
- El equipo mantendrá su integridad mecánica si la presión de operación es igual o menor a 28 psi y la velocidad de pérdida de material V_c es menor o igual a 55 mpy durante los próximos 18 meses de operación.

3.2 Recomendaciones

- Mantener la presión de operación del Tambor menor o igual a 28 psi.
- Realizar seguimiento periódico de medición de los espesores en las zonas de bajo espesor, para detectar pérdidas severas de material distintas a las manejadas en este trabajo. Re-evaluar la máxima presión de operación y considerar acciones para mitigar el riesgo de fuga de producto.
- Evaluar opciones de reparación o reemplazo del componente en la próxima parada de planta (julio 2007).
- Identificar los factores operacionales que inciden en el aumento de la presión interna en el Tambor con el fin de tomar medidas preventivas.

Referencias bibliograficas

- [1]. The American Society of Mechanical Engineers. “ASME Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII Division I and II”. ASME International. New York, New York. 2005.
- [2]. American Petroleum Institute. API 579 / ASME FFS-1 “Fitness-for-Service”. API American Petroleum Institute. 2007.
- [3]. Shigley, J.; Mischke, C. Diseño en Ingenieria Mecánica. Mexico. Mc Graw-Hill. 2004. p 93-155.
- [4]. Shigley, J.; Mischke, C. Diseño en Ingenieria Mecánica. Mexico. Mc Graw-Hill. 2004. p 315-345.
- [5]. Norton, R. Diseño de Maquina. Mexico. Prentice Hall. 1999. p 175-190.
- [6]. Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. ABAQUS/Standard User`s Manual Version 6.3. Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. USA. 2002. Vol I.
- [7]. Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. ABAQUS/CAE User`s Manual Version 6.3. Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. USA. 2002.
- [8]. PDA Engineering Patran Division. P3/Patran User Manual. PDA Engineering –Patran Division. Costa Mesa, California. 1993. Vol 1 y Vol 2.