VIII.- DISEÑO Y ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN

pfernandezdiez.es

Diseño de recipientes a presión	*311*
Condiciones estacionarias	*313*
Condiciones transitorias	*313*
Teoría de la tensión máxima	*313*
Teoría del esfuerzo cortante máximo	*314*
Teoría de la energía de distorsión	*314*
Clasificación de las tensiones: primarias, secundarias y de pico	*314*
Requisitos para el análisis y el diseño	*315*
Métodos de análisis de tensiones	*316*
Restricciones. Tensiones térmicas. Tensiones por fatiga	*316*
Expresiones analíticas de las tensiones debidas a las presiones	*316*
Recipientes cilíndricos, esféricos, cónicos, con forma de elipsoide	*317*
Recipiente toroidal	*317*
Restricciones	*318*
Tensiones térmicas, radial, tangencial axial	*318*
Tensiones por fatiga	*320*
Análisis de discontinuidades	*321*
Análisis por elementos finitos	*323*
Propiedades térmicas del material en función de la temperatura	*325*
Aplicación del análisis por elementos finitos	*326*
Método de mecánica de fractura	*326*
Mecánica de fractura elástica lineal	*327*
Mecánica de fractura elastoplástica	*329*
Propagación subcrítica de grietas	*331*
Propagación subcrítica de grietas por fatiga	*331*
Propagación subcrítica de grietas por fluencia	*332*
Configuraciones constructivas, aberturas, refuerzos, ligamentos, cargas en uniones	*333*
Aberturas	*333*
Refuerzos	*333*
Ligamentos	*334*
Cargas en uniones y tubuladuras	*334*
Componentes estructurales de soportes	*334*
Criterios de diseño y condiciones de carga	*335*
Soportes de placa y carcasa	*336*
Soportes de tipo lineal	*337*
Cálculos a partir del Código ASME	*339*
Referencias	*341*

Un equipo generador de vapor comprende un sistema de componentes a presión, desde tubos de pequeño diámetro, hasta grandes tuberías y enormes recipientes que pueden alcanzar pesos del orden de 1.000 toneladas. Un generador de vapor grande que quema combustibles fósiles en una planta termoeléctrica, puede llegar a tener una altura del orden de 90 m sobre el nivel del suelo, y requiere una estructura soporte de acero, comparable a la de un edificio de 30 plantas.

Para garantizar la fiabilidad de todos los componentes y de los elementos estructurales, se precisa un análisis completo del diseño de todos esos componentes, tanto de los integrados en las partes a presión y en las partes no presurizadas, como de sus respectivas estructuras soporte.

VIII.1.- DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN

Las unidades generadoras de vapor utilizan recipientes a presión que operan a presiones que alcanzan 4000 psi (275,8 bar) y temperaturas que superan los 1050ºF (566ºC) .

El método de diseño y análisis de las tensiones en: calderines de vapor, colectores de sobrecalentadores y recalentadores, precalentadores, condensadores, evaporadores, reactores presurizados y reactores nucleares, etc., consiste en compendiar las tensiones en otras que incluyan, mediante los adecuados coeficientes de seguridad, parámetros desconocidos, como:

- *La redistribución local de tensiones debida a deformaciones permanentes*
- *La variabilidad de las propiedades mecánicas*
- *El conocimiento inexacto de las cargas*
- *La evaluación imprecisa de diversas tensiones*

El análisis y diseño de recipientes y componentes a presión complejos, como puede ser la tapa de la vasija de un reactor o el calderín de una caldera que quema combustible fósil, requieren de métodos muy sofisticados. En zonas con discontinuidades como aberturas de toberas y soportes, se aplica la teoría de la elasticidad.

En USA los Códigos de Construcción de Recipientes a Presión establecen las normas de seguridad para la construcción de recipientes, siendo el más utilizado el Código ASME, para Calderas y Recipientes a Presión, que comprende entre otros:

Calderas para plantas energéticas, Sección I
Especificaciones de materiales, Sección II
Componentes de plantas energéticas nucleares, Sección III
Ensayos no destructivos
Reglas recomendadas para el cuidado y operación de calderas, Sección VI

Recipientes a presión (no nucleares) y especificaciones en tanques, Sección VIII, división I

Cualificación de soldaduras con materiales especiales (aleaciones), Sección IX

Bridas y accesorios para tuberías

Tuberías para plantas químicas y refinerías

Válvulas bridadas, roscadas y para soldar

Condiciones estacionarias.- Una tensión permanente elevada como la originada por la aplicación de una presión en un recipiente dúctil, puede provocar $\begin{cases} \text{- distorsión del material del recipiente} \\ \text{- aparición de fugas en los accesorios} \\ \text{- fallo del material} \end{cases}$

Las propiedades de los materiales a considerar inicialmente, son:

- El límite elástico, que define la presión que produce la máxima distorsión como deformación macroscópica

- La resistencia a la tracción, que determina la tensión de rotura

Las normas del Código ASME para el diseño de los recipientes a presión, establecen los factores de seguridad basados en los siguientes parámetros: $\begin{cases} \text{- calidad del material correspondiente} \\ \text{- control de la fabricación del material} \\ \text{- análisis del diseño empleado con el material} \end{cases}$

Condiciones transitorias.- Si las tensiones aplicadas son periódicas (régimen transitorio) aparecen fenómenos de fatiga por lo que hay que determinar el tiempo que, el componente considerado, puede resistir a estas tensiones. En los generadores de vapor, los recipientes disponen de tubuladuras, soportes y bridas para conexiones, que pueden originar cambios bruscos en la sección transversal de los recipientes, introduciendo tensiones irregulares locales y puntuales.

Para determinar cuándo sobreviene un fallo bajo la acción de tensiones multiaxiales, se utilizan diversas teorías de resistencia de materiales, fundamentadas en grandes bases de datos confeccionadas con los resultados obtenidos en ensayos de tracción y compresión.

Las teorías utilizadas son las de $\begin{cases} \text{- tensión principal máxima} \\ \text{- esfuerzo cortante máximo} \\ \text{- energía de distorsión} \end{cases}$

Las tensiones permisibles en un recipiente a presión, se determinan considerando la naturaleza de la carga y la respuesta del recipiente a la misma; la interpretación de las tensiones determina su análisis y las magnitudes permisibles en las mismas.

Teoría de la tensión principal máxima.- Considera que el fallo se produce cuando una de las tres tensiones principales alcanza el límite de fluencia: $\sigma = \sigma_{yp}$

Esta teoría es la más simple; con un determinado coeficiente de seguridad conduce a diseños

fiables de recipientes a presión; se utiliza en el Código ASME y se aplica en las secciones:

I.- Calderas para plantas energéticas
III.- Componentes de plantas energéticas nucleares, división 1
VIII- Recipientes a presión, división 1

Teoría del esfuerzo cortante máximo.- Considera que el fallo tiene lugar en un elemento cuando el esfuerzo cortante máximo alcanza el valor del esfuerzo cortante correspondiente al límite elástico del material en un ensayo de tracción.

El esfuerzo cortante máximo t es igual a la mitad de la diferencia entre las tensiones principales máxima y mínima:

$$\tau = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} = \frac{\sigma_{yp}}{2} \quad \Rightarrow \quad 2\,\tau = \sigma_{máx} - \sigma_{mín} = \sigma_{yp} = \textit{Intensidad de la tensión}$$

La teoría del esfuerzo cortante máximo predice la deformación plástica de un material dúctil, con más exactitud que la teoría de la tensión máxima, y se utiliza por el Código ASME, en las secciones:

III.- Componentes de plantas energéticas nucleares, división 1, subsecciones NB, NC-3200 y NE-3200
VIII.- Recipientes a presión, división 2

Teoría de la energía de distorsión.- Considera que la deformación plástica tiene lugar cuando la energía de distorsión en un punto de un elemento, es igual a la energía de distorsión de una probeta uniaxial, en el punto en que comienza a deformarse, (criterio de von Mises). Aunque esta teoría es la más aceptable y exacta, es la más engorrosa de utilizar y la que no está asumida por ningún Código como directiva para el diseño de recipientes a presión.

VIII.2.- CLASIFICACIÓN DE LAS TENSIONES

En los recipientes a presión, las tensiones se clasifican en: *primarias, secundarias y de pico*.

Tensiones primarias.- Se desarrollan por cargas mecánicas, que pueden provocar un fallo macroscópico en el recipiente a presión.

Estas tensiones se dividen en los siguientes esfuerzos: $\begin{cases} - \textit{ De membrana primarios generales } P_M \\ - \textit{ De membrana primarios locales } P_L \\ - \textit{ Primarios de flexión } P_B \end{cases}$

Una tensión primaria es aquella en la que si el material se deforma, tanto plástica como elásticamente, la tensión no se reduce en ningún caso, como es el caso de la producida por la presión en el interior de una caldera de vapor en funcionamiento. Cuando se sobrepasa el límite elástico del material del recipiente, aparece una distorsión macroscópica permanente y puede ocurrir el fallo.

Tensiones secundarias.- Originadas por $\begin{cases} \text{- cargas mecánicas} \\ \text{- expansiones térmicas diferenciales} \end{cases}$ se deben a las restricciones impuestas por los componentes contiguos, estando localizadas en determinadas áreas del recipiente a presión y aunque no afectan a la resistencia estática del recipiente frente a la rotura, sí se deben tener en cuenta para establecer el tiempo de vida de resistencia a la fatiga; una deformación plástica local puede reducir las tensiones secundarias

Tensiones de pico.- Se concentran en zonas muy localizadas, en las que se presentan cambios geométricos bruscos; con estas tensiones no se presentan deformaciones apreciables del recipiente, pero son muy importantes para evaluar su tiempo de resistencia a la fatiga.

Requisitos para el análisis y el diseño.- Los límites permisibles en el diseño de recipientes a presión, para tensiones y los requisitos de análisis varían mucho según el Código empleado.

En la Sección I del Código ASME, el espesor mínimo de la pared del recipiente se determina evaluando la tensión general primaria de membrana, limitada al esfuerzo permisible de tensión S en el material, calculada a la temperatura de diseño del recipiente.

Las normas de esta sección se establecen para asegurar que las tensiones secundaria y de pico se minimicen, por lo que no se requiere un análisis detallado de estas tensiones. El espesor mínimo de pared requerido en el recipiente a presión, se fija con la tensión máxima en cada dirección.

La Sección III, división 1, combina las tensiones $\begin{cases} \text{- principales de membrana} \\ \text{- primarias de flexión} \end{cases}$, hasta un límite de: $\begin{cases} \text{- 1,50 S para la temperatura a la que el límite elástico alcanza la tensión permisible} \\ \text{- 1,25 S para la temperatura a la que la fluencia y la rotura alcanzan la tensión permisible} \end{cases}$

Tabla VIII.1.- Intensidad de la tensión admisible S_m, función del límite elástico del material S_y ó de la resistencia a la tracción S_u

Categorías de la intensidad de la tensión	*Valores permisibles*	*Base de permisividad Valor para k = 1 , Valor menor*
Esfuerzos de membrana primarios generales P_M	$K\,S_m$	$2\,S_y/3$ ó $S_u/3$
Esfuerzos de membrana primarios locales P_L	$1{,}5\,k\,S_n$	S_y ó $S_u/2$
Esfuerzos de membrana primarios + Flexión primaria ($P_M + P_B$ *)*	$1{,}5\,k\,S_n$	S_y ó $S_u/2$
Esfuerzos primarios (Membrana + Flexión) + secundarios ($P_M + P_B + Q$ *)*	$3\,k\,S_n$	$2\,S_y$ ó S_u

Valores de k según el tipo de carga

Tipo de carga	*Diseño*	*Normal y transitoria*	*Prueba hidrostática*	*Prueba neumática*
k	*1*	*1,2*	*1,25*	*1,5*

El Código ASME, Sección VIII, división 2, proporciona la formulación y reglas, para configuraciones ordinarias de virolas y fondos. Para geometrías complejas incluye un análisis detallado de tensiones, con condiciones de cargas anormales y cíclicas. La intensidad de tensión permisible de cada categoría, se obtiene multiplicando un factor k por la intensidad admisible de tensión S_m que

fije el Código correspondiente, que puede ser el límite elástico del material S_y o la resistencia a la tracción S_u afectados de un coeficientes de seguridad.

VIII.3.- MÉTODOS DE ANÁLISIS DE TENSIONES

Restricciones. Tensiones térmicas. Tensiones por fatiga.- El análisis de tensiones en recipientes a presión, se puede realizar por métodos numéricos, analíticos y experimentales.

- El método de análisis de tensiones más directo y barato, implica un tratamiento matemático riguroso basado en las teorías de la $\begin{cases} elasticidad \\ plasticidad \end{cases}$ *, siempre que el problema en cuestión se acomode a este tipo de tratamiento*

- Si el problema es demasiado complejo para el método matemático, se puede aplicar el análisis por elementos finitos

- Si el problema estuviera fuera del alcance de las soluciones analíticas clásicas, se deberán utilizar métodos experimentales

Expresiones analíticas de las tensiones debidas a las presiones.- Las tensiones debidas a las presiones se clasifican como *tensiones primarias de membrana*, ya que permanecen mientras esté aplicada la presión. Los recipientes a presión suelen ser esferas, cilindros, elipsoides, toros o combinaciones diversas de estas configuraciones elementales.

Cuando el espesor de la pared es pequeño en comparación con otras dimensiones del recipiente, éste se identifica como recipiente de pared delgada. Las tensiones que actúan perpendicularmente sobre el espesor de la pared del recipiente y tangencialmente a la superficie del mismo, se pueden representar mediante expresiones matemáticas, para cada una de las configuraciones comunes de carcasas.

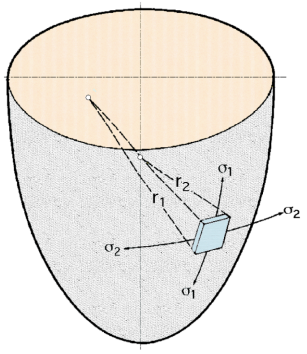


Fig VIII.1.- Tensión de carcasa en recipientes

La ecuación básica para la tensión longitudinal σ_1 y la circunferencial σ_2 , en un recipiente de espesor e, radio de curvatura longitudinal r_1 y radio de curvatura circunferencial r_2, que está sometido a la presión p, Fig VIII.1, es:

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{p}{e}$$

Con esta ecuación se deducen las tensiones en las paredes de revolución, igualando la carga total de la presión con las fuerzas longitudinales que actúan en una sección trasversal del recipiente.

- *Recipiente cilíndrico:* $r_1 = \infty$ y $r_2 = r \Rightarrow \sigma_1 = \frac{p\,r}{2\,e}$; $\sigma_2 = \frac{p\,r}{e}$

- *Recipiente esférico:* $r_1 = r_2 = r \Rightarrow \sigma_1 = \sigma_2 = \frac{p\,r}{2\,e}$

- *Recipiente cónico:* En este caso, si α es el semiángulo en el vértice del cono, se verifica que:

$$r_1 = \infty \;;\; r_2 = \frac{r}{\cos\alpha} \Rightarrow \sigma_1 = \frac{p\,r}{2\,e\cos\alpha} \;;\; \sigma_2 = \frac{p\,r}{e\cos\alpha}$$

- *Recipientes con forma de elipsoide.-* Para este caso particular, Fig VIII.2, el radio de curvatura varía en cada punto del elipsoide, de semiejes mayor a y menor b, por lo que:

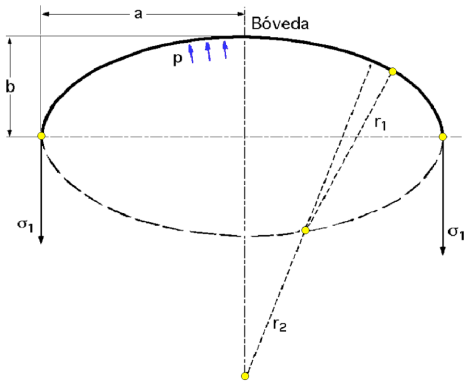


Fig VIII.2.- Tensión en un elipsoide

$$\sigma_1 = \frac{p\,r_2}{2\,e} \;;\; \sigma_2 = \frac{p}{e}\left(r_2 - \frac{r_2^2}{2\,r_1}\right)$$

En el ecuador, la tensión longitudinal es idéntica a la del recipiente cilíndrico $\sigma_1 = \frac{p\,a}{2\,e}$, y la circunferencial (de compresión):

$$\sigma_2 = \frac{p\,a}{e}\left(1 - \frac{a^2}{2\,b^2}\right)$$

Cuando la relación $\frac{\textit{Eje mayor del elipsoide}}{\textit{Eje menor del elipsoide}} = 2$, la tensión circunferencial es idéntica a la de un cilindro envolvente.

La tensión circunferencial crece rápidamente cuando la relación entre los ejes es superior a 2; al ser la tensión de compresión, la inestabilidad frente al pandeo implica un problema mayor.

- *Recipiente toroidal.-* Cuando se trata de un toro si el radio de la fibra neutra es R_0 y d la posición angular para la tensión circunferencial, Fig VIII.3, a partir de la fibra neutra, el cálculo conduce a las siguientes expresiones de σ_1 y σ_2:

$$\sigma_1 = \frac{p\,r}{2\,e} \;;\; \sigma_2 = \frac{p\,r}{2\,e}\,\frac{2\,R_o + r\,sen\,\delta}{R_o + r\,sen\,\delta}$$

- La tensión longitudinal permanece constante alrededor de toda la circunferencia y es idéntica a la de un cilindro recto

- La tensión circunferencial varía en los diversos puntos de la sección recta transversal correspondiente al toro

En la fibra neutra, la tensión circunferencial es la misma que la correspondiente a un cilindro recto.

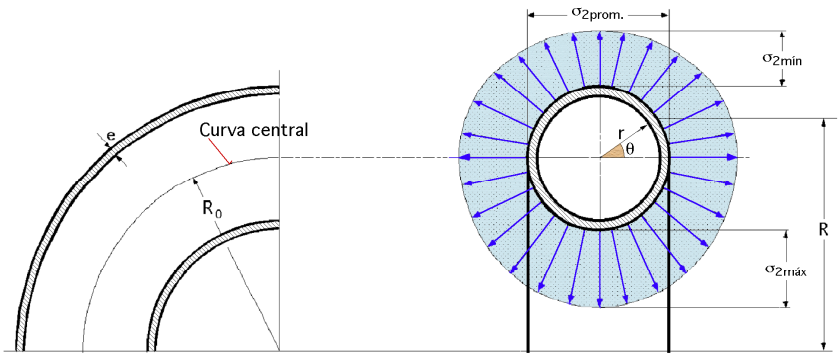


Fig VIII.3.- Variación de ta tensión circunferencial en un codo

En la parte exterior a la fibra neutra, la tensión circunferencial es menor que en ésta alcanzando su valor mínimo, mientras que en la parte interior a la fibra neutra la tensión circunferencial es máxima.

Las tensiones circunferenciales son inversamente proporcionales al radio de curvatura correspondiente a la fibra neutra. En los codos, los espesores disminuyen hacia el exterior y aumentan hacia el interior, lo que constituye un factor compensador para las mayores tensiones circunferenciales que se presentan con menores radios de curvatura.

Las tensiones térmicas se consideran como tensiones secundarias.

Restricciones.- Cuando la restricción existe en una sola dirección, la tensión es:

$$\sigma = \pm E\,\alpha\,\Delta T\,,\ \textit{en la que:}\ \begin{cases} E \textit{ es el módulo de elasticidad} \\ \alpha \textit{ es el coeficiente de dilatación térmica} \\ \Delta T \textit{ es la variación de la temperatura} \end{cases}$$

Cuando la restricción es en dos direcciones, como en el caso de los recipientes a presión, la tensión resultante es

$$\sigma = \pm \frac{E\,\alpha\,\Delta T}{1 - \mu}$$

en la que μ es el coeficiente de Poisson, adimensional.

Estas ecuaciones implican unas restricciones completas y, por tanto, las tensiones resultantes son las máximas que se pueden presentar.

Tensiones térmicas.- Al variar la temperatura de un componente, el aumento de temperatura de una cualquiera de sus fibras viene influenciado por el crecimiento diferencial asociado a las fibras contiguas, por lo que las fibras a mayor temperatura estarán en compresión y las de menor temperatura a tracción. En un recipiente cilíndrico sometido a un gradiente térmico radial, las ecuaciones generales para las diversas tensiones térmicas, radiales, tangenciales y axiales, son:

Tensión térmica radial : $\sigma_r = \dfrac{\alpha\, E}{(1-\mu)\, r^2}\left(\dfrac{r^2-a^2}{b^2-a^2}\int_a^b T\, r\, dr - \int_a^r T\, r\, dr\right)$

Tensión térmica tangencial : $\sigma_t = \dfrac{\alpha\, E}{(1-\mu)\, r^2}\left\{\dfrac{r^2+a^2}{b^2-a^2}\int_a^b T\, r\, dr + \int_a^b T\, r\, dr - T\, r^2\right\}$

Tensión térmica axial : $\sigma_z = \dfrac{\alpha\, E}{1-\mu}\left(\dfrac{2}{b^2-a^2}\int_a^b T\, r\, dr - T\right)$

en las que: $\begin{cases} r \text{ es un radio cualquiera} \\ a \text{ es el radio interior} \\ b \text{ es el radio exterior} \end{cases}$

En un recipiente cilíndrico, a través de cuyas paredes se transfiere calor en condiciones estacionarias, la diferencia de temperaturas entre las superficies interior y exterior permanece constante. En estas condiciones, la distribución de temperaturas a través del espesor de la pared es logarítmica, de modo que la temperatura en un punto de radio r es función de la temperatura en la superficie interior T_a de acuerdo con, $T = T_a \dfrac{ln\,(b/r)}{ln\,(b/a)}$

Las máximas tensiones térmicas se producen en las superficies interior y exterior de la pared y vienen dadas por las expresiones:

Superficie interior: $\sigma_{ta} = \sigma_{za} = \dfrac{\alpha\, E\, T_a}{2\,(1-\mu)\, ln\,\dfrac{b}{a}}\left(1 - \dfrac{2\,b^2}{b^2-a^2}\, ln\,\dfrac{b}{a}\right)$

Superficie exterior: $\sigma_{tb} = \sigma_{zb} = \dfrac{\alpha\, E\, T_a}{2\,(1-\mu)\, ln\,\dfrac{b}{a}}\left(1 - \dfrac{2\,a^2}{b^2-a^2}\, ln\,\dfrac{b}{a}\right)$

Para tubos delgados con $T_a > T_b$ las expresiones precedentes se simplifican: $\begin{cases} \sigma_{ta} = \sigma_{za} \approx -\dfrac{\alpha\, E\, \Delta T}{2\,(1-\mu)} \\ \sigma_{tb} = \sigma_{zb} \approx +\dfrac{\alpha\, E\, \Delta T}{2\,(1-\mu)} \end{cases}$

por lo que para un cilindro de pared delgada, la máxima tensión térmica con un determinado gradiente de temperaturas en la pared, es la mitad de la tensión térmica de un elemento con restricción en dos direcciones y sometido a un cambio de temperatura ΔT.

Para un gradiente térmico radial que sigue una ley general la tensión térmica circunferencial es:

$$\sigma_t = k\,\frac{\alpha\, E\, \Delta T}{1-\mu} \quad y \quad 0{,}5 < k < 1$$

en la que: ΔT = *Temperatura media de la pared - Temperatura del punto de radio r*

Tensiones por fatiga.- Las amplitudes permisibles de la tensión alternativa σ_{alt} en el funcionamiento cíclico de los recipientes a presión, cuando presentan elevadas concentraciones, pueden provocar fisuras por fatiga. La vida con fatiga se evalúa comparando la amplitud de la intensidad de la tensión alternativa con las curvas de fatiga de diseño, establecidas experimentalmente para cada material y para una temperatura determinada.

Las curvas de fatiga de diseño *(σ, N)* relacionan la intensidad de la tensión alternativa s, con el máximo número *N* de ciclos permisibles, Fig VIII.4, en la forma:

$$\sigma_{alt} = \left(\frac{E}{4\sqrt{N}} \; ln \; \frac{100}{100 - d_a} \right) + \{0{,}01 \; \sigma_{trac.} \; d_a \}$$

siendo: $\begin{cases} E \text{ el módulo de elasticidad} \\ N \text{ el número de ciclos en el que ocurre el daño por fatiga} \\ d_a \text{ el porcentaje de reducción de la sección} \\ \sigma_{trac} \text{ la resistencia a la tracción a la temperatura de referencia} \end{cases}$

Los parámetros de control son la $\begin{cases} - \text{ resistencia a la tracción} \\ - \text{ reducción del área de la sección recta} \end{cases}$

La resistencia a la tracción es el parámetro predominante en la zona de fatiga correspondiente a un número de ciclos alto.

En la fatiga, la frontera entre un número de ciclos alto y bajo se establece en 10^5 ciclos.

A un número de ciclos bajo:

- Los recipientes a presión fallan frecuentemente, lo que indica la capacidad del material para deformarse en régimen plástico sin llegar a la rotura

- Los materiales con menor resistencia y mayor plasticidad, tienen mejor resistencia a la fatiga, en comparación con los materiales de mayor resistencia

- Las condiciones de servicio durante la operación, someten a muchos recipientes a tensiones de diversas magnitudes en circunstancias aleatorias

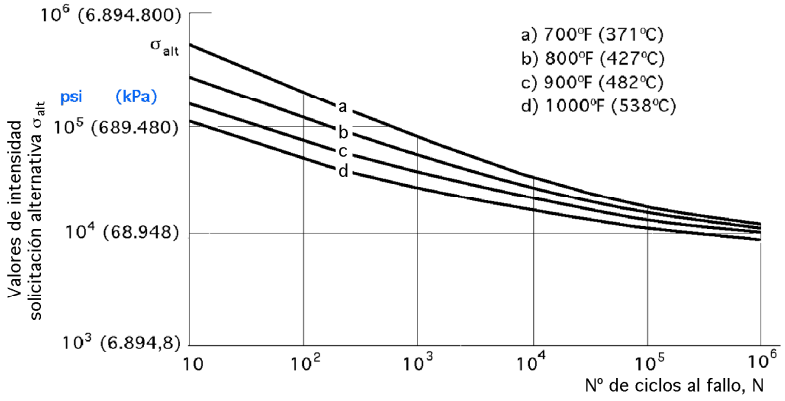


Fig VIII.4.- Ejemplo de curvas de fatiga de diseño

Un método para evaluar el daño ocasionado en un recipiente por tensiones periódicas, se expresa por el siguiente criterio:

El daño acumulado por fatiga producirá un fallo cuando la suma de los incrementos relativos de daños, en los diversos niveles de tensiones, exceda la unidad, es decir, el fallo sobreviene cuando $\sum \frac{n}{N} \geq 1$ *, siendo n el número de ciclos acumulados y N el número de ciclos hasta el fallo, ambos con tensión* s .

El cociente $\frac{n}{N}$ se conoce como relación de daño crítico; representa la fracción de vida total consumida para un valor particular de la tensión, como consecuencia de los ciclos que han tenido lugar.

El valor de N se determina a partir de las curvas *(σ, N)* relativas al material de que se trate.

Si la suma de las relaciones $\frac{n}{N}$ es menor que la unidad, el recipiente se considera seguro, lo que es importante para el diseño de una estructura económica, que experimente un número de ciclos: $\begin{cases} \text{- } \textit{Relativamente bajo con niveles de tensiones altas} \\ \text{- } \textit{Mayor con niveles de tensiones bajas} \end{cases}$

VIII.4.- ANÁLISIS DE DISCONTINUIDADES

En las discontinuidades geométricas de las estructuras con eje de simetría, como por ejemplo la intersección de una carcasa esférica (2) con una cilíndrica (1), Fig VIII.5a, la magnitud y la característica de la tensión son notablemente diferentes de las que corresponden a los elementos alejados de dicha discontinuidad. Para evaluar estas tensiones locales se utiliza un método de análisis elástico lineal.

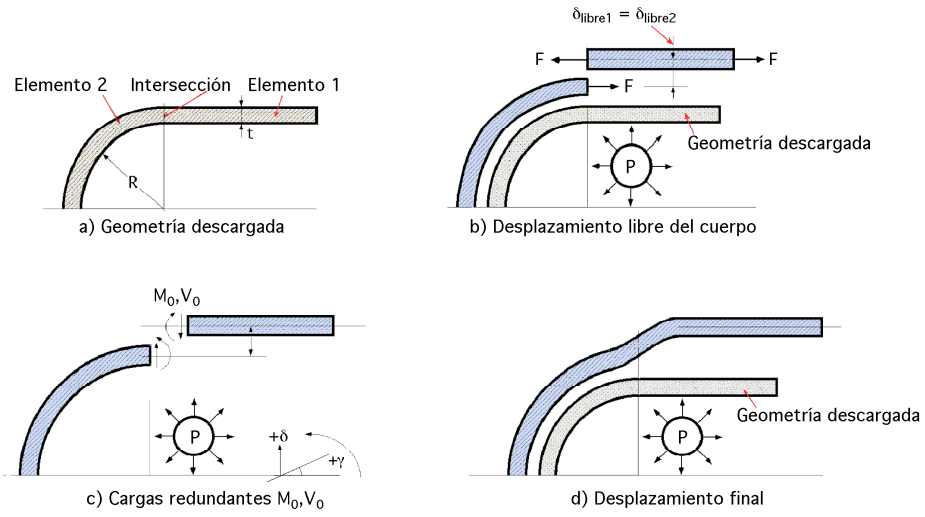


Fig VIII.5.- Análisis de discontinuidades

Las tensiones por discontinuidades (el Código ASME las identifica como tensiones secundarias) que se presentan en los recipientes a presión con un eje de simetría, se determinan mediante el método de análisis de discontinuidades. La tensión debida a una discontinuidad en la intersección

de los dos elementos que la configuran, es consecuencia de las compatibilidades de desplazamiento y de rotación. Las fuerzas y los momentos en la intersección, Fig VIII.5c, son cargas limitadoras ya que no se requieren para el equilibrio estático; cuando a materiales dúctiles y maleables se les aplica carga, una tensión por discontinuidad no provoca fallo alguno, incluso aunque la tensión supere el límite elástico del material. Estas tensiones se tienen en cuenta en el caso de cargas cíclicas, y en casos especiales, en que los materiales no puedan redistribuir las tensiones presentes en condiciones de seguridad.

Con presión interior, una esfera se expande radialmente del orden de la mitad que una carcasa cilíndrica en condiciones similares, Fig VIII.5b.

La diferencia entre los desplazamientos libres de ambos cuerpos, da lugar a determinadas cargas en la intersección si los elementos (1) y (2) se unen Fig VIII.5c.

En la intersección, el desplazamiento final δ y la rotación final γ de la carcasa cilíndrica, son iguales a los que corresponden al cuerpo libre sometido a la presión interna, más los que se deben a la fuerza de cortadura V_0 y al momento M_0, Fig VIII.5d.

Este método se puede aplicar para determinar las tensiones de discontinuidad que se hayan inducido térmicamente.

- La dirección de la carga es desconocida y, por ello, se toma una como referencia

- A continuación se adopta un convenio de signos

- La dirección de la carga en los elementos se debe establecer con cierta congruencia, porque el elemento (1) reacciona con la carga del elemento (2), y viceversa

- Si M_0 ó V_0 salen negativos, la dirección correcta de la carga es la contraria a la supuesta

Para el elemento (1) se tienen las expresiones: $\begin{cases} \delta_{final\ 1} = \delta_{libre\ 1} - (\beta_{\delta\ V1}\ V_0) + (\beta_{\delta\ V1}\ M_0) \\ \gamma_{final\ 1} = \gamma_{libre\ 1} + (\beta_{\gamma\ V1}\ V_0) - (\beta_{\gamma\ V1}\ M_0) \end{cases}$

Para el elemento (2): $\begin{cases} \delta_{final\ 2} = \delta_{libre\ 2} + (\beta_{\delta\ V1}\ V_0) - (\beta_{\delta\ M2}\ M_0) \\ \gamma_{final\ 2} = \gamma_{libre2} + (\beta_{\gamma\ V2}\ V_0) + (\beta_{\gamma\ M2}\ M_0) \end{cases}$

siendo: $\begin{cases} \delta_{libre\ 1} = \dfrac{p\,R^2}{E\,t}\,(1 - \dfrac{\mu}{2}) \\ \delta_{libre\ 2} = \dfrac{p\,R^2}{E\,t}\,(1 - \mu) \end{cases}$ y $\gamma_{libre\ 1} = \gamma_{libre\ 2} = 0$

y en las que las constantes β (coeficientes de influencia) representan los $\begin{cases} desplazamientos \\ rotaciones \end{cases}$ debidos a la carga por unidad de perímetro, para una gran variedad de geometrías, anillos, carcasas finas de revolución, etc.

$\beta_{\delta\ V_1}$ = *desplazamiento radial del elemento (1) debido a una carga unitaria de cortadura*

$\beta_{\delta\ M_1}$ = *desplazamiento radial del elemento (1) debido a una carga unitaria de momento*

$\beta_{\gamma\ V_1}$ = *rotación del elemento (1) debida a una carga unitaria de cortadura*

$\beta_{\gamma\ M_1}$ = *rotación del elemento (1) debida a una carga unitaria de momento*

Las ecuaciones anteriores se pueden reducir a un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas, V_0 y M_0, que se puede resolver, puesto que los requisitos de compatibilidad exigen se verifique que: $\begin{cases} \delta_{final\ 1} = \delta_{final\ 2} \\ \gamma_{final\ 1} = \gamma_{final\ 2} \end{cases}$

Una vez calculados los valores de V_0 y M_0, para determinar las tensiones a tracción y a flexión se pueden emplear las soluciones que facilitan diversos manuales. Para obtener el valor final total de la tensión en la intersección de referencia, la tensión de discontinuidad se suma a la tensión de cuerpo libre. Para geometrías más complicadas afectadas por cuatro o más cargas, existen programas informáticos.

VIII.5.- ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS

Si la geometría de un recipiente o de un componente es demasiado compleja para la formulación clásica o para soluciones analíticas, se pueden lograr resultados precisos mediante el análisis por elementos finitos, que es una técnica numérica muy potente que permite evaluar las deformaciones y las tensiones estructurales, los flujos caloríficos y las temperaturas, así como las correspondientes respuestas dinámicas de cualquier estructura.

Para aplicar el análisis por elementos finitos, la estructura se divide en un conjunto de bloques constructivos que pueden ser: $\begin{cases} \text{- } \textit{lineales (barras) de una dimensión} \\ \text{- } \textit{planos (placas) representando el comportamiento en dos dimensiones} \\ \text{- } \textit{sólidos (bloques) o módulos de tres dimensiones, módulos 3D} \end{cases}$

Los elementos se conectan en sus contornos por medio de nudos, Fig VIII.6. La exactitud del análisis por elementos finitos depende de la densidad de la malla, es decir, del número de elementos contenidos en el volumen, aumentando cuando se incrementa la densidad de la misma.

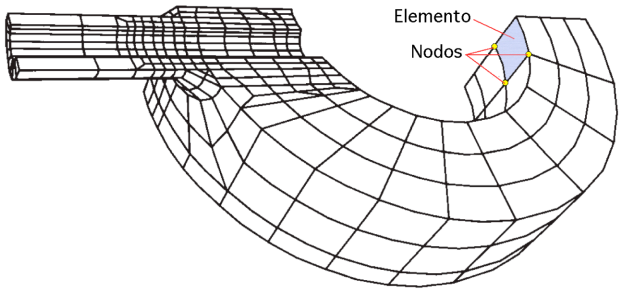


Fig VIII.6.- Modelo de elementos finitos compuesto por elementos espaciales

La teoría del análisis por elementos finitos se muestra:

- Mediante un simple análisis estructural con cargas aplicadas

- Con desplazamientos especificados en determinados nudos

En la teoría que se expone a continuación, para cada uno de los elementos se establece una matriz de rigidez, que satisfaga la siguiente relación matemática:

$[k]\,(d) = (r)$

en la que:

- [k] es la matriz de rigidez de elementos (cuadrática), y define la rigidez en cada elemento grado de libertad; su determinación es compleja

- (d) es la columna de desplazamiento de los nudos de un elemento

- (r) es la columna de cargas de los nudos de un elemento

El modelado de toda la estructura, requiere que se verifique la relación, $[K]\,(D) = (R)$, siendo:

- [K] la matriz de rigidez de la estructura; cada elemento de [K] es el conjunto de contribuciones individuales que rodean un nudo

- (D) la columna de desplazamientos de los nudos de la estructura

- (R) la columna de cargas de los nudos de toda la estructura

no conociéndose completamente ni (D) ni (R).

La ecuación anterior se puede reordenar, separando los parámetros conocidos de los desconocidos, en la forma:

$$\left[\begin{array}{c|c} K_{11} & K_{12} \\ \hline K_{21} & K_{22} \end{array}\right]\left(\frac{D_s}{D_0}\right) = \left(\frac{R_0}{R_s}\right)$$, siendo: $\begin{cases} D_s = \text{desplazamientos desconocidos} \;;\; D_0 = \text{desplazamientos conocidos} \\ R_s = \text{cargas desconocidas} \;;\; R_0 = \text{cargas conocidas} \end{cases}$

pudiéndose desdoblar en las dos ecuaciones siguientes:

$$[K_{11}]\,(D_s) + [K_{12}]\,(D_o) = (R_o) \quad \Rightarrow \quad (D_s) = \frac{(R_o) - [K_{12}]\,(D_o)}{[K_{11}]}$$

$$[K_{21}]\,(D_s) + [K_{22}]\,(D_o) = (R_o) \quad \Rightarrow \quad (D_s) = \frac{(R_o) - [K_{22}]\,(D_o)}{[K_{21}]}$$

Utilizando los desplazamientos (D) calculados, se puede encontrar el valor de (d) de cada elemento y la tensión (σ), que se calcula por la expresión :

$(\sigma) = [E]\,[B]\,(d)$, siendo: $\begin{cases} \text{- [E] la correlación entre tensiones y deformaciones} \\ \text{- [B] la correlación entre deformaciones y desplazamientos} \end{cases}$

La teoría del análisis por elementos finitos se utiliza también determinar temperaturas; si se considera sólo la conducción, la ecuación que rige el análisis térmico es:

$[C]\,(\overline{T}) + [K]\,(T) = (Q)$, *en la que:* $\begin{cases} \text{- } (\overline{T}) \text{ es la columna de los gradientes de temperaturas nodales} \\ \text{- [C] es la matriz de la capacidad calorífica del sistema} \\ \text{- [K] es la matriz de la conductividad térmica del sistema} \\ \text{- } (T) \text{ es la columna de temperaturas nodales} \\ \text{- } (Q) \text{ es la columna de los gradientes de termotransferencia nodales} \end{cases}$

La resolución correspondiente al análisis térmico es similar a la del análisis estructural; una diferencia radica en que la resolución térmica es iterativa, mientras que la estructural es lineal.

Propiedades térmicas del material en función de la temperatura.- Para su determinación se fijan de antemano unos valores de todas las temperaturas incógnitas de los nudos que, por intuición, sean todo lo próximas a las verdaderas como se pueda presuponer. Los límites de estas temperaturas vienen especificados por las condiciones de contorno extremas, se aplica el método de relajación o el de iteración, y se obtiene una serie de distribuciones térmicas que, en sucesivas iteraciones, facilita unas temperaturas cuya convergencia se alcanza cuando éstas sean parecidas en dos iteraciones sucesivas.

- En convección, la transferencia de calor al fluido depende de la temperatura superficial; la resolución es iterativa.

- Los parámetros de entrada en régimen transitorio, incluyendo las condiciones de contorno, pueden cambiar con el tiempo y, por tanto, el análisis se tiene que dividir en intervalos de tiempo discretos; dentro de cada uno de estos intervalos, los parámetros de entrada se mantienen constantes, por lo que el análisis térmico en condiciones transitorias es cuasiestático.

El análisis por elementos finitos, aplicado a problemas dinámicos, se basa en la ecuación diferencial del movimiento, de la forma:

$$[M]\,(D^{\circ\circ}) + [C]\,(D^{\circ}) + [K]\,(D) = (R)$$

en la que:
- *(D), (D°) y ($D^{\circ\circ}$) son las matrices de desplazamientos, velocidades y aceleraciones*
- *[M] es la matriz de la masa global de la estructura*
- *[C] es la matriz de la masa compensada reducida de la estructura*
- *[K] es la matriz de la masa rígida de la estructura*
- *(R) es la columna de funciones nodales forzadas*

Se pueden utilizar algunas variantes de la ecuación anterior para resolver problemas de:

- Frecuencias naturales
- Perfiles de vibración
- Respuestas debidas a funciones forzadas periódicas o no, etc

En la mayoría de los análisis por elementos finitos no se tienen en cuenta las deformaciones plásticas, el pandeo inestable y la fluencia. El material se considera con propiedades elásticas lineales, siendo las cargas proporcionales a las deformaciones.

En análisis no lineales, la utilización del método por elementos finitos resulta ventajoso, aunque su coste y dificultad son muy superiores al del análisis lineal.

Aplicación del análisis por elementos finitos.- El análisis por elementos finitos llena un vacío técnico y se aplica en respuesta a diversos requisitos del Código ASME. Las tensiones se pueden calcular en puntos próximos a toberas y en otros cambios bruscos de la configuración.

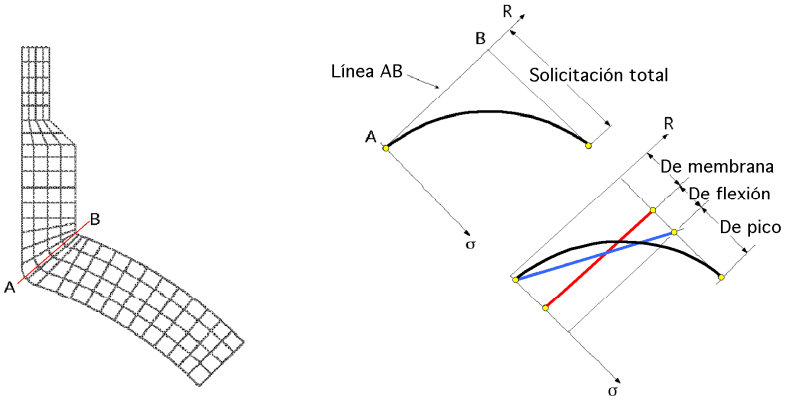


Fig VIII.7.- Clasificación de resultados de tensiones por elementos finitos, sobre la sección recta de un recipiente

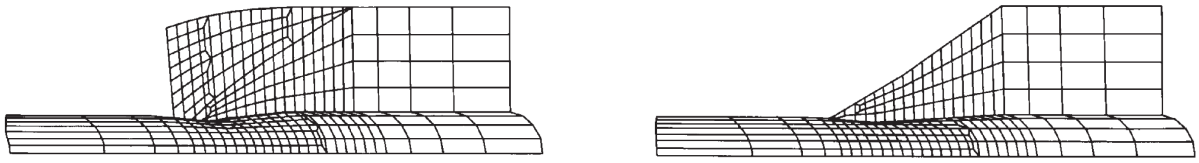


Fig VIII.8.- Configuraciones de aletas de economizador,
con sus elementos configurados antes (izquierda) y después (derecha) de las modificaciones de diseño

Con este método se pueden predecir los cambios de temperatura y las tensiones térmicas correspondientes, que se clasifican como de membrana, de flexión y de pico, Fig VIII.7, para comparar con los criterios de diseño.

El análisis por elementos finitos se usa para la revisión del diseño de nuevos productos; la Fig VIII.8 muestra el perfil de dos configuraciones de aletas de economizador.

VIII.6.- MÉTODO DE MECÁNICA DE FRACTURA

La mecánica de fractura considera la presencia de defectos, como poros o grietas, en contraste con los métodos de análisis de tensiones, en los que la estructura se considera libre de defectos.

Los defectos se detectan mediante ensayos no destructivos, o se suponen como hipótesis previa a la fabricación.

La mecánica de fractura es útil para el diseño y evaluación de componentes fabricados, utilizando materiales que sean más sensibles a los defectos; se utiliza para predecir la vida residual de componentes sometidos a $\begin{cases} \text{- } esfuerzos\ de\ fatiga \\ \text{- } la\ fluencia\ a\ alta\ temperatura \end{cases}$.

En el diseño de componentes, el tamaño de un defecto se supone, de entrada, por hipótesis.

Las tensiones permisibles en un diseño se determinan conociendo:

- El límite superior de la tenacidad del material

- El factor de seguridad correspondiente

La mecánica de fractura se puede utilizar también para evaluar la integridad de una estructura defectuosa existente.

La determinación de los tamaños permisibles de defectos depende mucho de las propiedades exactas del material y de las tensiones estructurales que se estimen. En todos los cálculos hay que introducir siempre un factor de seguridad.

Durante la inspección de componentes se pueden descubrir defectos o fisuras menores que se pueden propagar por fluencia o por fatiga y que podrían llegar a constituir defectos significativos.

La vida residual de los componentes no se puede predecir con exactitud, aunque se puede estimar mediante las curvas (σ, N) de tensiones y ciclos al fallo.

Mecánica de fractura elástica lineal.- Se desarrolló para evaluar un fallo súbito estructural; basada en el análisis de tensiones próximas a una rotura súbita, asume el comportamiento elástico de toda la estructura.

La distribución de tensiones en las proximidades de la extremidad de una grieta, depende de un parámetro K_I denominado factor de intensidad de la tensión. La mecánica de fractura elástica lineal asume que la propagación inestable de cualquier defecto tiene lugar cuando el factor de intensidad de tensión K_I se hace crítico, siendo la intensidad crítica la resiliencia del material K_{IC} .

La teoría de la mecánica de fractura elástica lineal se basa en la hipótesis de que la tensión σ, el tamaño a del defecto y el factor de intensidad de tensión K_I, están relacionados por la ecuación:

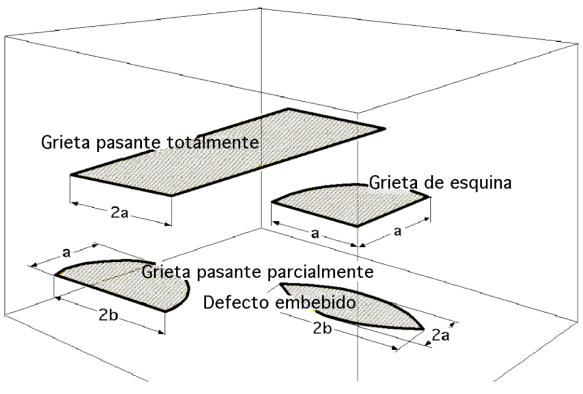


Fig VIII.9.- Tipos de grietas

$$K_I = C\,\sigma\,\sqrt{\pi\,a}$$

en la que el parámetro C caracteriza la geometría de la fisura y de la estructura, y es función del tamaño de la grieta y de las dimensiones de la estructura (espesor), variando según la configuración de las grietas, Fig VIII.9.

Para identificar un fallo, la propiedad crítica del material K_{IC} se compara con el factor de intensidad de

tensión K_I de la estructura figurada; en fallo, $K_I \leq K_{IC}$

Los defectos estructurales debidos a la fabricación se asumen como discontinuidades sin relieve, escarpadas y planas; en lo referente al funcionamiento o a la fatiga, su superficie plana es normal a la tensión aplicada.

Los conceptos básicos del Código ASME no se deben aplicar a los materiales austeníticos o a aleaciones con mucho Ni.

Los métodos citados facilitan procedimientos para el diseño de estructuras con fracturas por fragilidad y para valorar la importancia de los defectos detectados en inspecciones de mantenimiento. La Sección III del Código ASME utiliza los principios de la mecánica de fractura elástica lineal para determinar las cargas admisibles en recipientes a presión de acero ferrítico, con un defecto asumido.

Los factores de intensidad de tensión K_I, para las distintas solicitaciones, tracción, flexión y térmica, se calculan por separado, y se subdividen en tensiones primarias y secundarias, antes de que se sumen y comparen con la resiliencia o tenacidad admisible K_{IC}.

A los componentes con tensiones $\begin{cases} \textit{- primarias se les aplica un factor de seguridad igual a 2} \\ \textit{- secundarias se les aplica un factor de seguridad igual a 1} \end{cases}$

Para determinar la temperatura de operación, inferior al punto de fractura por fragilidad, se utiliza el siguiente método:

- Se asume un tamaño máximo de defecto que se considera como un defecto semielíptico superficial, que tiene una profundidad igual a 0,25 veces el espesor de la pared del recipiente y una longitud igual a 1,5 veces dicho espesor

- El valor de K_{IC} se obtiene del Código conociendo la temperatura que corresponde a la resiliencia nula del material especificado a la temperatura de diseño

- El factor de intensidad de tensión K_I se determina con las tensiones de tracción y flexión, junto con los factores de corrección o seguridad adecuados

- Otros parámetros son el espesor de la pared y la relación $\dfrac{\textit{Tensión normal}}{\textit{Límite elástico del material}}$

- La intensidad de la tensión calculada se compara con el valor de K_{IC}

Para valorar la indicación de defectos detectados por las inspecciones de mantenimiento en los sistemas de refrigeración de un reactor nuclear, la Sección XI del Código ASME facilita un procedimiento por el que, si la indicación es menor que los límites establecidos en la misma, la valoración se considera aceptable sin necesidad de más análisis.

Si la indicación es mayor que los límites de la Sección XI, la valoración facilita información que permite continuar con la siguiente revisión:

- Determinando el tamaño, ubicación y orientación del defecto, por medio de ensayos no destructivos

- Concretando las tensiones aplicadas en la ubicación del defecto calculadas sin la presencia de dicho defecto en condiciones normales y en condiciones de emergencia y fallo

- Calculando los factores de intensidad de tensión para cada una de las condiciones de carga

- Determinando las propiedades del material, incluyendo los efectos de la irradiación

Para normalizar las curvas de resiliencia se utiliza un proceso de modificación de la temperatura de referencia; estas curvas se basan en los valores de ralentización y de iniciación estática de la grieta, a partir de ensayos de resiliencia. Teniendo en cuenta lo anterior, junto con el cálculo del progreso de la grieta por fatiga acumulada, se definen tres parámetros críticos correspondientes al defecto, que son:

- Tamaño máximo con el que el defecto detectado puede progresar durante la operación residual del componente a_f

- Tamaño crítico máximo del defecto detectado en condiciones normales a_{crit}

- Tamaño crítico máximo con iniciación progresiva no ralentizada del defecto observado, en condiciones de emergencia o de fallo a_{inic}

Mediante estos parámetros críticos del defecto, se determina si el defecto detectado cumple para una operación continua las condiciones siguientes: $\begin{cases} a_f < 0{,}1\ a_{crit} \\ a_f < 0{,}5 a_{inic} \end{cases}$

Mecánica de fractura elastoplástica.- Facilita un criterio de fallo en el extremo de la grieta, en función del factor de intensidad de la tensión K_I, limitándose al análisis de esta región plástica, que es muy pequeña en comparación con la dimensión total del componente. Cuanto más dúctil sea el material y menos lineal sea su respuesta, tanta menor exactitud tiene el método y puede que no sea válido.

Para caracterizar la región del extremo de la grieta se puede utilizar un parámetro J que sea independiente de la tensión en dicho extremo y que compendia el inicio de la grieta, su propagación y su inestabilidad, es decir, la mecánica de: $\begin{cases} \text{- fractura elástica lineal} \\ \text{- fractura elastoplástica} \\ \text{- fractura plástica} \end{cases}$

El parámetro J proporciona una medida del nivel de la energía potencial del cambio, en estructuras elásticas no lineales que contengan defectos, y se calcula mediante el análisis de elementos finitos no lineales, a partir de las tensiones alrededor del extremo de una grieta.

El *inicio* de la propagación de una grieta se puede predecir, siempre que se verifique la relación:

$$J_I \geq J_{IC}$$

El parámetro J corresponde a las propiedades del material, y se obtiene mediante el ensayo E813-89, conforme a las normas de American Society for Testing and Materials ASTM.

El parámetro J_R es la respuesta calculada del material.

La propagación de una grieta es estable si:

$$J_I(a,P) = J_R(\Delta a), \ \ con, \ a = a_o + \Delta a$$

siendo:
- *a el tamaño actual de la grieta y* a_0 *el tamaño inicial de la grieta*
- *P la carga remota aplicada*
- $J_R(\Delta a)$ *la resistencia a la propagación de la grieta ensayo ASTM, E1152-87*
- *Da la variación en el tamaño de la grieta*

Un criterio adicional para la inestabilidad de una grieta es: $\frac{\partial J}{\partial a} \geq \frac{\partial J_R}{\partial a}$

El diagrama de evaluación del fallo permite:

- *Determinar el margen de seguridad, frente a un fallo o a una inestabilidad plástica*
- *Analizar las fugas previas a roturas de estructuras defectuosas*

Estos diagramas se aplican lo mismo a mecanismos de fractura por fragilidad que por pandeo.

El diagrama de fallo, Fig VIII.10, se representa en un plano coordenado dividido en zonas de seguridad/ fallo.

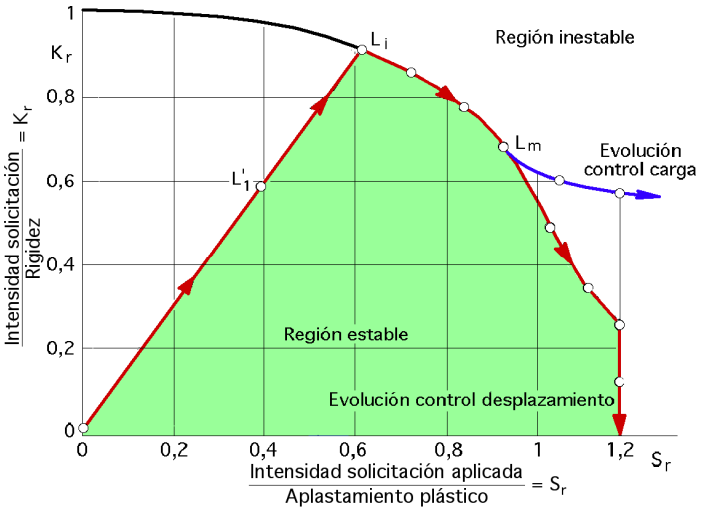


Fig VIII.10.- Diagrama de evaluación del fallo por deformación plástica, en función del crecimiento estable de la grieta

Para $\begin{cases} \textit{una tensión aplicada fija} \\ \textit{un tamaño del defecto dado} \end{cases}$, las coordenadas K_r y S_r se calculan en la forma:

- Si el punto de diagnóstico correspondiente a estas coordenadas, cae en el lado interior de la curva correspondiente al diagrama de fallo, no puede ocurrir una propagación de la grieta

- Si la representación del punto de diagnóstico cae en el lado exterior de la curva de fallo, se puede predecir una propagación inestable de la grieta

- La distancia del punto de diagnóstico a la curva de fallo es una medida del posible fallo de la estructura defectuosa

En el análisis de una rotura previa a la fuga, se supone que la grieta atraviesa la pared.

Si el punto que indica el diagnóstico está en la región interior de la curva de fallo, se produce la fuga por la grieta.

VIII.7.- PROPAGACIÓN SUBCRÍTICA DE GRIETAS

Se resume en: $\begin{cases} \textit{- la propagación de grietas por fatiga} \\ \textit{- la fisuración debida a tensiones por corrosión} \\ \textit{- la propagación de grietas por termofluencia} \\ \textit{- cualquier combinación de las tres anteriores} \end{cases}$

La fisuración debida a $\begin{cases} \textit{tensiones por corrosión} \\ \textit{la propagación de grietas por termofluencia} \end{cases}$, es función del tiempo

Propagación de grietas por fatiga.- Depende sólo del número de ciclos de la tensión correspondiente. El método clásico para prevenir fallos por fatiga, se basa en los resultados de ensayos realizados sobre componentes estructurales de los materiales utilizados en su construcción. Estos resultados se presentan como tensiones cíclicas frente a un número de ciclos al fallo *(σ, N)*.

La fatiga del metal se concreta en:

- El instante del inicio de una grieta

- La posterior propagación de la grieta hasta el límite de la sección, o hasta que el factor de intensidad de la tensión de la estructura exceda del límite de tenacidad del material

El análisis estructural presupone que, inicialmente, la estructura carece de grietas. Como cualquier estructura puede tener grietas originadas en su fabricación o durante el funcionamiento, para predecir su tiempo de vida resultan indispensables los cálculos relativos a la propagación de grietas, de forma que se puede determinar:

- La vida residual relativa a una estructura defectuosa con ciclicidad significativa

- El tamaño inicial permisible del defecto en la estructura, al comienzo o durante un período determinado de funcionamiento

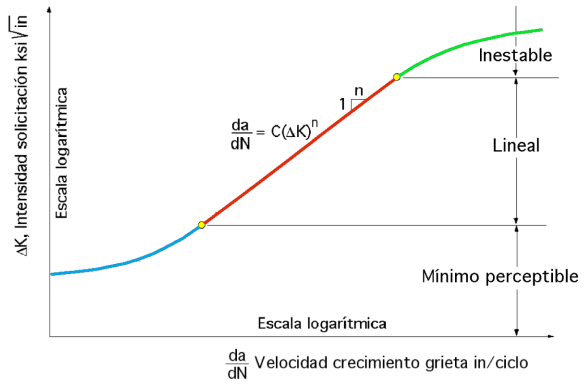


Fig VIII.11.- Relación entre dN y ΔK en coordenadas logarítmicas

Para determinar la propagación de la grieta por fatiga se utiliza una curva como la representada en la Fig VIII.11, que se determina experimentalmente.

La velocidad de propagación de una grieta por fatiga, se presenta en función de la diferencia ΔK entre los factores máximo y mínimo de la intensidad de la tensión.

La Sección XI del Código ASME tiene curvas para los distintos aceros de recipientes a presión.

Propagación de grietas por fluencia.- No es posible predecir la vida de los componentes de una planta energética que quema combustibles fósiles, a partir de los datos de rotura por fluencia.

Las temperaturas de funcionamiento de estas plantas van de $\begin{cases} 900°F \div 1100°F \\ 482°C \div 593°C \end{cases}$

A estas temperaturas, la $\begin{cases} \text{- deformación por fluencia de los aceros} \\ \text{- propagación de grietas} \end{cases}$ dependen directamente de la velocidad de deformación y del tiempo de exposición.

La propagación macroscópica de una grieta en un material sometido a fluencia tiene lugar, en la región solicitada, por $\begin{cases} \text{- nucleación} \\ \text{- ligazón de microcavidades} \end{cases}$ aguas abajo del extremo de la grieta.

En la mecánica de la fractura dependiente del tiempo, la velocidad de la liberación de energía potencial, parámetro C_t, se correlaciona con la velocidad de propagación $\frac{da}{dt} = b\, C_t^q$ de la grieta por fluencia; el parámetro C_t se determina experimentalmente sobre muestras de ensayo.

Las constantes b y q se determinan mediante técnicas de ajuste de curvas.

En *condiciones estacionarias de fluencia*, en las que las tensiones en el extremo de la grieta no varían mucho a lo largo del tiempo, la propagación de la grieta se caracteriza exclusivamente por la integral curvilínea C^* del gradiente de energía, independiente del recorrido, que es análoga al parámetro J.

Una expresión aproximada es:

$$C^* = \frac{C_t}{\left(\frac{t_T}{t}\right)^{\frac{n-3}{n-1}} + 1}\ , \text{siendo:}\ \begin{cases} t_T = \dfrac{(1-\vartheta^2)\,K_I^2}{(n+1)\,E\,C^*} \ \text{el tiempo de transición} \\ n \text{ el exponente de la velocidad de fluencia secundaria} \end{cases}$$

Para el funcionamiento continuo, la ecuación se integra a lo largo del tiempo que dura la pro-

pagación de la grieta, entre los límites correspondientes al tamaño inicial del defecto y el final. El límite del tamaño final del defecto se basa en la resiliencia, o en condiciones de inestabilidad, controladas por las particularidades de la puesta en servicio, desde el estado frío.

VIII.8.- CONFIGURACIONES CONSTRUCTIVAS

Los recipientes a presión requieren de determinadas configuraciones constructivas, como entradas y salidas para el fluido, aberturas para el acceso, accesorios estructurales para la colocación de soportes o colgantes, etc. La superficie de la carcasa debe tener los refuerzos adecuados así como transiciones geométricas uniformes, que limitan los esfuerzos locales a niveles aceptables.

Aberturas.- Las aberturas son las configuraciones más dominantes en el campo de los recipientes, que llegan a ser áreas de debilidad y pueden provocar distorsiones locales inaceptables, como el abocardamiento acampanado que se puede presentar cuando el recipiente está presurizado.

Las distorsiones están asociadas a las elevadas tensiones locales de tracción alrededor de la abertura de que se trate; se ha comprobado que las tensiones altas se confinan hasta una distancia (medida sobre la superficie de la carcasa a partir del eje de la abertura) que es aproximadamente igual al diámetro d de la abertura, y hasta una profundidad perpendicular a la superficie de la carcasa igual a $0{,}37\ \sqrt{diámetro_{abertura}}$

Refuerzos.- El refuerzo para hacer frente a la tensión de tracción en el contorno de una abertura, se consigue incrementando el espesor de la totalidad de la pared del recipiente.

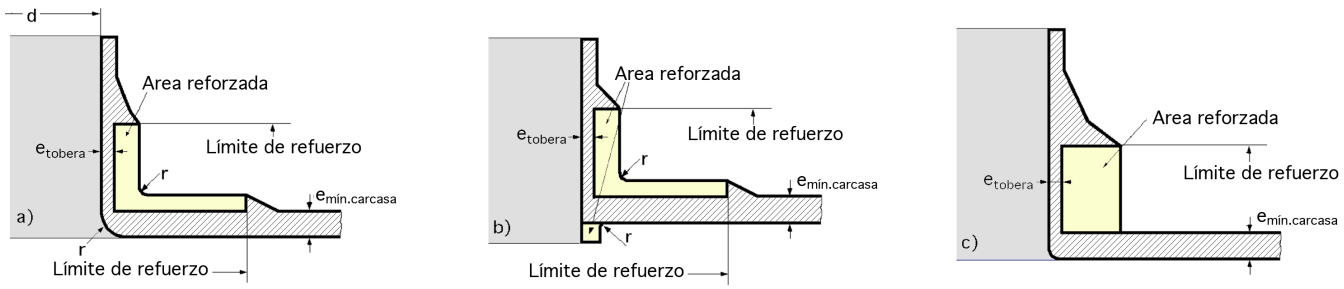


Fig VIII.12.- Refuerzos en las aberturas de tubuladuras

Un método más económico para hacer frente a esta tensión, consiste en reforzar localmente el recipiente, alrededor del eje de simetría de la abertura. El material de refuerzo se debe extender a todo el área de altas tensiones, para que sea realmente efectivo.

La abertura pequeña exige refuerzo en las áreas localmente solicitadas, pero no en las demás zonas remotas; una abertura de diámetro d, en una carcasa de radio medio R y espesor e_S, es relativamente pequeña cuando satisface la relación: $d < 0{,}2\ \sqrt{R\, e_S}$

Las grandes aberturas se refuerzan normalmente como se indica en las Figs VIII.12a y 12b.

- La Fig VIII.12a muestra un refuerzo bien proporcionado (idóneo para ciclicidad)

- La Fig VIII.12b muestra un refuerzo equilibrado (idóneo para ciclicidad)

- La Fig VIII.12c muestra una abertura con un refuerzo excesivo

Es importante evitar refuerzos excesivos que pueden dar lugar a tensiones secundarias elevadas.

Ligamentos.- Se utiliza para compensar el material retirado y facilitar la provisión de las aberturas necesarias. La eficiencia del ligamento considera la capacidad de transferir cargas entre dos puntos de una superficie, con relación a la capacidad de transferir cargas a través del ligamento residual, cuando los dos puntos se convierten en los centros de sendas aberturas. Las normas del Código ASME utilizadas en este método, sólo se aplican a recipientes cilíndricos en los que la tensión circunferencial es el doble de la tensión longitudinal.

En el cálculo del espesor de recipientes, la tensión permisible se multiplica por la eficiencia o factor de ligamento.

Cargas en uniones y tubuladuras.- Cuando a los componentes de uniones y tubuladuras se aplican cargas exteriores, en la carcasa del recipiente se generan tensiones locales.

Las cargas debidas a expansiones pueden ser permanentes, transitorias y térmicas.

Las tensiones locales de tracción, que se generan con dichas cargas, se limitan para evitar distorsiones inaceptables. La combinación de las cargas de tracción y flexión se limita para evitar el incremento de distorsiones debidas a tensiones cíclicas.

Para prevenir fallos por fatiga debida a tensiones cíclicas, la unión o tubuladura debe incluir transiciones graduales, con concentraciones mínimas de todo tipo de tensiones.

Los recipientes a presión pueden requerir en las zonas de unión un refuerzo superficial, para evitar la concentración de deformaciones y distorsiones debidas a los efectos combinados de tensiones exteriores, presión interna y carga térmica.

VIII.9.- COMPONENTES ESTRUCTURALES DE SOPORTES

Los recipientes a presión, normalmente se soportan y, eventualmente se cuelgan, mediante diversos tipos de estructuras, que se suelen agrupar en:

- *Silletas*
- *Zócalos cilíndricos*
- *Abrazaderas colgantes*
- *Vigas circunferenciales*
- *Columnas integradas*

Criterios de diseño.- Los elementos estructurales deben facilitar soporte, refuerzo y estabilidad, al recipiente a presión, y tienen que estar rígidamente unidos mediante soldadura o remachado.

Se pueden considerar otros tipos de ligamentos, com ligaduraso:

- Indirectas, que utilizan abrazaderas, pasadores y grapas

- Que están completamente desligadas, capaces de transferir las cargas a través de superficies de rodadura o de fricción

Condiciones de carga.- Las cargas aplicadas a componentes estructurales, se clasifican en tres grupos de cargas:

- Muertas, que son las que la gravedad ejerce sobre el equipo y sus estructuras soporte

- Vivas, que varían en magnitud y, a veces, en ubicación; se tienen en cuenta para computar las máximas tensiones exigibles en el diseño

- Transitorias, que dependen del tiempo; raramente se presentan durante la vida de los componentes estructurales

Las cargas específicas que se consideran en el diseño de cualquier estructura soporte de un componente a presión, comprenden:

- Peso de componentes y de su contenido, en $\begin{cases} operación \\ ensayo \end{cases}$ *, incluyendo las cargas debidas a otros factores como las alturas estática y dinámica y el flujo de fluido*

- Peso de los elementos componentes del soporte

- Cargas superpuestas, estáticas y térmicas, inducidas por los componentes soportados

- Cargas medioambientales, debidas al viento y nieve

- Cargas dinámicas, que incluyen las provocadas por $\begin{cases} terremotos \\ vibraciones \\ cambios\ bruscos\ de\ presión \end{cases}$

- Cargas debidas a expansiones térmicas de tuberías y a $\begin{cases} expansiones \\ contracciones \end{cases}$ *inducidas por la presión*

- Cargas debidas a instalaciones de anclajes de componentes

Consideraciones de diseño de soportes.- Implican la determinación de tensiones sobre los componentes estructurales y sus conexiones, mediante métodos analíticos.

- El análisis elástico lineal utilizando la teoría de la carga máxima de rotura, se aplica a placas, carcasas y soportes

- El análisis del límite plástico se usa en estructuras lineales ensambladas, siempre y cuando se apliquen los factores de ajuste de carga adecuados

Soportes de placa y carcasa.- Para soportar recipientes a presión en disposición vertical se utilizan zócalos de carcasa cilíndrica. Estos soportes se unen al recipiente para reducir las tensiones locales de pandeo, en la unión zócalo-recipiente, construcción que permite variaciones de la presión radial y térmica del recipiente soportado, mediante el correspondiente pandeo del zócalo; la longitud axial del soporte se elige de manera que se pueda producir el pandeo en forma segura.

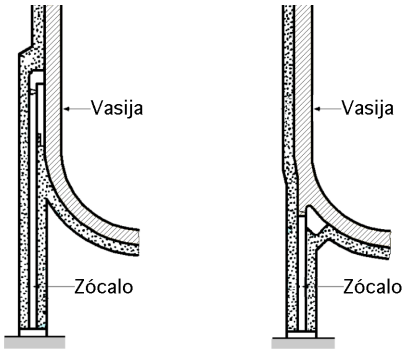


Fig VIII.13.- Detalles del zócalo soporte de carcasa

En la Fig VIII.13 se muestran los detalles para un soporte del tipo de zócalo de carcasa. Para su diseño se determinan las cargas que tiene que soportar, entre las que se incluyen:

- El peso del recipiente y su contenido

- Las cargas impuestas por cualquier otro equipo soportado por el recipiente

- Las cargas debidas a los sistemas de tuberías y otros tipos de ligaduras inherentes al recipiente

Se establece una altura de zócalo y se determinan las fuerzas y momentos en la base del mismo, debidas a las cargas aplicadas. Si se considera la carcasa (superficie cilíndrica) como una viga, la *tensión axial* σ en el zócalo se calcula por la expresión:

$$\sigma = \frac{-P_v}{A} \pm \frac{M\,c}{I}\ ,\ \textit{en la que:}\ \begin{cases} \sigma \text{ es la tensión axial en el zócalo} \\ P_v \text{ es la carga total vertical de diseño} \\ A \text{ es el área de la sección transversal} \\ M \text{ es el momento en la base debido a las cargas de diseño} \\ c \text{ es la distancia radial desde el eje central a la superficie del zócalo} \\ I \text{ es el momento de inercia} \end{cases}$$

La tensión axial σ para carcasas delgadas $\frac{R}{e} > 10$, siendo R el radio y e el espesor del zócalo, es:

$$\sigma = \frac{-P_v}{2\,\pi\,R\,e} \pm \frac{M}{\pi\,R^2 e}$$

Como la tensión admisible por compresión es menor que la tensión admisible por tracción, es la de compresión la que normalmente controla el diseño.

Para el ejemplo que se está considerando, si se utiliza la teoría de la tensión máxima, siendo F_A la tensión admisible de compresión axial, el espesor del zócalo se obtiene mediante la ecuación:

$$e = \frac{P_v}{2\,\pi\,R\,F_A} + \frac{M}{\pi\,R^2 F_A}$$

Los niveles globales de tensiones facilitan, en todos los casos, un diseño más exacto. Frecuen-

temente se pueden presentar tensiones locales de pandeo térmico, como consecuencia de la posible diferencia de temperaturas entre el zócalo y la placa base soporte; su magnitud depende del gradiente térmico axial; los gradientes más elevados dan lugar a tensiones más altas.

Para minimizar estas tensiones, el gradiente térmico en la unión se puede reducir por:

- Soldaduras de penetración total, en la junta zócalo-carcasa, lo que facilita la máxima transferencia de calor por conducción

- Aislamiento térmico selectivo en la región de la junta, lo que facilita el flujo de calor por convección y radiación

Según sea la complejidad del ensamblado, para calcular las tensiones térmicas de pandeo se hace uso del análisis de tensión de discontinuidades o del método elástico lineal de elementos finitos.

VIII.10.- SOPORTES DE TIPO LINEAL

Los generadores de vapor de plantas energéticas que queman combustibles fósiles, tienen muchos componentes lineales que soportan y refuerzan los componentes de las partes a presión.

Por ejemplo, las paredes de cerramiento del hogar, construidas con paneles de tubos membrana soldados, hay que reforzarlas con elementos estructurales externos, vigas de atado o vigas tirante, para que resistan la presión de los gases del hogar y los esfuerzos debidos a causas exteriores como vientos y terremotos. En el cerramiento de los diversos componentes del generador de vapor existen recintos, como las cajas de aire, que requieren sistemas estructurales internos para soportar el cerramiento, su contenido, y reforzar las paredes del hogar.

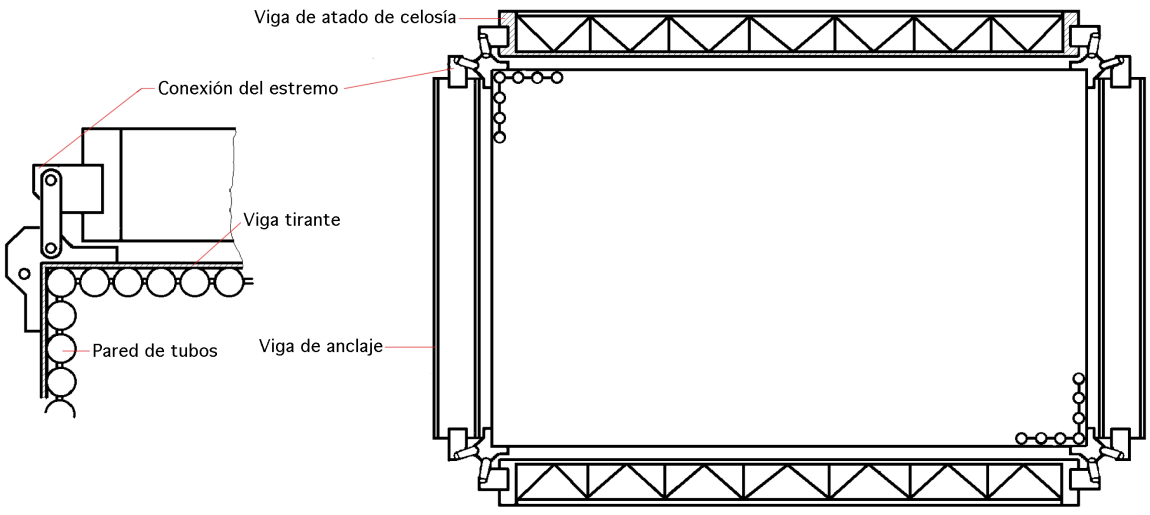


Fig VIII.14.- Vista en planta de nivel de viga de atado

El diseño de estos sistemas estructurales se basa en el *método elástico lineal*, utilizando los límites admisibles correspondientes de la teoría de tensiones máximas.

El sistema de vigas de atado se compone de vigas o cerchas colocadas horizontalmente, conectadas por el lado exterior de las paredes tubulares, que están constituidas por los paneles verticales de tubos membrana, que configuran el volumen del hogar. Los extremos de las vigas de atado se conectan a unas vigas tirante, Fig VIII.14, que enlazan con las vigas de atado correspondientes a la pared opuesta, formándose así un sistema estructural autocompensado.

Las paredes del cerramiento del hogar se sueldan de forma continua a lo largo de las esquinas, conformando así un recipiente a presión de sección rectangular, refrigerado por agua.

La resistencia horizontal de las paredes es bastante menor que la vertical, por lo que los elementos del sistema de vigas de atado se disponen horizontalmente. El espaciado entre vigas de atado se basa en la capacidad de las paredes del cerramiento para resistir las siguientes cargas y presiones:

- *Presión* $\begin{cases} \text{- interna } p \text{ de diseño de los tubos} \\ \text{- mantenida de humos en el hogar } p\,L_S \\ \text{- transitoria de humos en el hogar } pL_T \end{cases}$

- *Cargas* $\begin{cases} \text{- muertas axiales } D\,L \\ \text{- de viento } W\,L \\ \text{- sísmicas } E\,Q \end{cases}$

Las cotas de las vigas de atado son las de los soportes horizontales para paredes continuas de tubos verticales y se establecen teniendo en cuenta la:

- Comprobación de resistencia de las paredes

- Ubicación de los equipos auxiliares como sopladores, quemadores, puertas de acceso y mirillas de observación

La pared se analiza para las siguientes cargas, utilizando el *método de análisis elástico lineal*:

$D\,L + p\,L_S + p$

$D\,L + p\,L_S + W\,L + p$

$D\,L + p\,L_S + E\,Q + p$

$D\,L + p\,L_T + p$

El espaciado entre las vigas de atado se modifica para asegurar que las tensiones en las paredes estén dentro de los límites admisibles de diseño; su ubicación se diseña de forma que se facilite la total utilización de la estructura de las paredes membrana.

Los elementos del sistema de vigas de atado, sus conexiones en los extremos y amarres a las paredes tubulares, se diseñan para las cargas máximas que se obtengan del correspondiente análisis de paredes, como barras de pandeo con extremos articulados. Estas especificaciones se modifican para altas temperaturas y utilizan coeficientes de seguridad según el Código ASME, Secciones I y VIII.

Las consideraciones de diseño más importantes para el sistema de vigas de atado de un generador de vapor, son:

- La estabilidad de la brida exterior de la viga para prevenir el pandeo, en el caso de tensión por compresión

- El desarrollo de los acoplamientos $\begin{cases} \text{- viga de atado-tirante extremo} \\ \text{- viga de atado-pared} \end{cases}$ *, para facilitar la transferencia de cargas y para permitir la expansión diferencial de los elementos conectados*

- Proveer el espaciado adecuado entre las vigas de atado

- Proveer los refuerzos para evitar que las vibraciones, por pulsaciones de presión en el lado de humos de baja frecuencia, entren en resonancia, especialmente en calderas de combustible fósil

VIII.11.- CÁLCULOS A PARTIR DEL CÓDIGO ASME

La complejidad de las normas contenidas en el Código ASME para el Diseño y Construcción de Calderas y Recipientes a Presión, depende de los factores de seguridad que se apliquen a las propiedades de los materiales empleados, para establecer las tensiones admisibles.

Cuando el análisis de tensiones es muy simplificado, el factor de seguridad se hace mucho más relevante; cuanto más completo sea el análisis de tensiones, tanto menor es el factor de seguridad.

Para aquellos casos en los que la resistencia a la tracción establezca el valor de la tensión admisible, el Código ASME, Sección IV Normas para la Construcción de Calderas Calefactoras requiere calcular únicamente el espesor, con un coeficiente de seguridad igual a 5, aplicado sobre el valor de la resistencia a la tracción.

El Código ASME en la Sección I Normas para Calderas Energéticas y en la Sección VIII, división 1 Normas para Construcción de Recipientes a Presión, requiere un análisis más complejo, junto con otras consideraciones; el factor de seguridad que afecta a la resistencia a la tracción es igual a 4.

El Código ASME, en la Sección III, Normas para la Construcción de Componentes Nucleares y en la Sección VIII, división 2, Normas para la Construcción de Recipientes a Presión, requiere análisis extremos; el coeficiente de seguridad sobre la resistencia a la tracción es igual a 3.

Cuando el espesor de la pared es muy pequeño respecto al diámetro del recipiente, la formulación relativa a membranas se puede utilizar con suficiente exactitud.

Cuando el espesor de la pared es importante respecto al diámetro del recipiente, las fórmulas se modifican según las aplicaciones correspondientes del Código ASME, para adaptarse a las presiones de diseño más altas.

El espesor mínimo de pared para una carcasa cilíndrica se establece resolviendo la ecuación de la tensión circunferencial, suponiendo que no hay más cargas que la de la presión interna; otras cargas adicionales se tendrán en cuenta, si se tiene que aumentar el espesor mínimo inicial requerido por la pared, para mantener las tensiones calculadas por debajo de los valores de las admisibles.

Ejemplo.- Si se considera la Sección VIII, división I del Código ASME y se supone un recipiente a presión sin aberturas reforzadas, ni cargas adicionales, con presión de diseño interna de 1200 psi a 500ºF, diámetro interior 10", material acero al C, SA-516, Grado 70, y asumiendo que no hay sobreespesor de corrosión, que las juntas se sueldan a tope y se radiografían al 100%, el espesor mínimo requerido de pared se calcula como sigue:

$$e = \frac{p\,R}{(S\,E) - (0{,}6\,p)} = \frac{1200 \times 5}{(17500 \times 1{,}0) - (0{,}6 \times 1200)} = 0{,}358"$$

en la que:
- *e es el espesor mínimo requerido, en (")*
- *p es la presión interna de diseño = 1.200 psi*
- *R es el radio interior = 5"*
- *S es la tensión admisible a la temperatura de diseño = 17.500 psi*
- *E es la eficiencia menor de junta soldada o ligamento = 1*

El tamaño comercial superior más próximo es 0,375"

Si para calcular el espesor de la chapa se emplea la ecuación de *tensión circunferencial simple*, utilizando la mínima resistencia a la tracción 70.000 psi del SA-516, Grado 70, el espesor sería entonces:

$$e = \frac{1200 \times 5}{70000} = 0{,}0857"$$

y el coeficiente de seguridad, relativo a la resistencia a la tracción: $F\,S = \frac{0{,}358}{0{,}0857} = 4{,}2$

REFERENCIAS CAP VIII.- DISEÑO Y ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE RECIPIENTES A PRESIÓN

Kroenke W.C.- CLASSIFICATION OF FINITE ELEMENT STRESSES ACCORDING TO ASME SECTION III STRESS CATEGORIES.- Pressure Vessels and Piping, Analysis and Computers, ASME, (1974)

Cook R.D.- CONCEPTS AND APPLICATIONS OD FINITE ELEMENT ANALYSIS.- Wiley, New York, (1974)

Wichman, K.R., Hopper A.G., Mershon J.L.- LOCAL STRESSES IN SPHERICAL AND CYLINDRICAL SHELLS DUE TO EXTERNAL LOADINGS.- WRC.- BULLETIN n°. 107 , Welding Research Council, New York, (1979)

Kumar V.- AN ENGINEERING APPROACH FOR ELASTIC-PLASTIC FRACTURE ANALYSIS.- Report EPRI, N°. P-1931, Electric Power Research Institute, Palo Alto, California, (1981)

Farr J.R., Jawad M.H.- STRUCTURAL ANALYSIS AND DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT.- Wiley-Interscience, New York, (1984)

Harvey. J.F.- THEORY AND DESIGN OF PRESSURE VESSELS.- Van Nostrand, New York, (1985)

Bloom J.M.- DEFORMATION PLASTICITY FAILURE ASSESSMENT DIAGRAM .- Elastic Plastic Fracture Mechanics Technology, ASTM STGO-896, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, (1985)

Saxena A.- CREEP CRACK GROWTH UNDER NON-STEADY-STATE CONDITIONS.- Fracture Mechanics, Vol. 17, ASTM STP-905, American Society for Testing and Materials, Philadelphia. (1986)

Bassani J.L., Hawk D.E., Saxena A.- EVALUATION OF THE C_t PARAMETER FOR CHARACTERIZING CREEP CRACK GROWTH RATE IN THE TRANSIENT REGION.- 3^{rd} Int. Sym. on Nonlinear Fracture Mechanics, ASTM STP-995, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, (1989)

WSC.- GUIDANCE ON METHODS FOR ASSESSING THE ACCEPTABILITY OF FLAWS IN FUSION WELDED STRUCTURE.- Welding Standards Committee, PD-6493, London, (1991)

B&W.- STEAM: ITS GENERATION AND USE.- 40^{th} Edition, Chapter 7, The Babcock & Wilcox Company, Barberton, Ohio, USA, (1992)

ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, SECTION VIII, DIVISIONS 1, 2.- 1992, The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY.

ASME - BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE (BPVC).- From Wikipedia, the free encyclopedia

ASME - INTERNATIONAL BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE.- ASME American Society of

Mechanical Engineers- International Boiler and Pressure Vessel Code is made of 11 sections and contains over 15 divisions and subsections. Code Sections

CLASSIFICATIONS OF BOILERS.- Classification of boilers according ASME Boiler and Pressure Vessel Code

ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE vs. PED AND EN-STANDARDS AND NUCLEAR SAFETY REQUIREMENTS

Canonico, Domenic A.- THE ORIGINS OF ASME's BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE.- M.E. Magazine (February 2000)

Chen H., Chao, Y.J.- CONTACT BETWEEN VESSEL SHELL AND WELDED PAD IN NOZZLE REINFORCEMENT.- Transactions of the ASME, Volume 115, Number 4, November, 1993, The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, pp 364-372.

Hechmer J.L., Hollinger, G.L.,- 3D STRESS CRITERIA: GUIDELINES FOR APPLICATION.- PVRC Grants 92-09 ; 91-14, Final Report, August 1995 – Draft, August 1995.

Hechmer, J.L., Hollinger, G. L.- THREE DIMENSIONAL STRESS CRITERIA - APPLICATION OF CODE RULES.- PVP Volume n°. 120, Design and Analysis of Piping, Pressure Vessels, and Components - 1989

Hechmer, J.L., Hollinger, G. L.- THREE DIMENSIONAL STRESS CRITERIA.- PVP Volume n°. 210-2, Codes and Standards and Applications for Design and Analysis of Pressure Vessel and Piping Components, July, 1991, The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY., pp 181-191.

Hechmer, J.L., Hollinger, G. L.- THE ASME CODE AND 3D STRESS EVALUATION.- ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 113, n°. 4, November 1991, pp 481-487.

Hsu, K. H., McKinley, D.A.- A COMPUTER PROGRAM FOR CLASSIFICATION OF 3D FINITE ELEMENT STRESSES ON A PLANE.- PVP-Vol n°. 185, Finite Element Analysis, Computer Applications, and Data Management, K.H. Hsu ed.,, The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY, June, 1990.

Kroenke, W.C.- CLASSIFICATION OF FINITE ELEMENT STRESSES ACCORDING TO ASME SECTION III STRESS CATEGORIES.- Pressure Vessels and Piping, Analysis and Computers, June, 1974, The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY., pp 107-140.

Primm, A.H., Stoneking, J.E.- ACCURACY FOTHE FINITE ELEMENT METHOD FOR PRESSURE VESSEL /NOZZLE DESIGN.- PVP-175, 1989, The American Society of Mechanical Engineers, New York, NY., pp 3-9.