

## COLAPSO Y POST-COLAPSO DE TUBERIAS DE CONDUCCION SUBMARINAS

Rita G. Toscano, Andrea P. Assanelli y Eduardo N. Dvorkin

Centro de Investigación Industrial (CINI), FUDETEC

Av. Córdoba 320, Buenos Aires, Argentina

### RESUMEN

Las tuberías de conducción submarinas están sometidas principalmente a 3 tipos de cargas : presión exterior, tracción y flexión.

Las imperfecciones geométricas locales en los tubos bajo presión exterior pueden causar pandeo local. Las imperfecciones pueden ser defectos de fabricación o pueden ser producidas por un agente externo (golpe de ancla, por ejemplo). En el caso que la presión exterior sea mayor que la denominada presión de propagación, el pandeo local puede propagar a lo largo de la tubería, ocasionando el abollamiento de la misma.

Para evitar el efecto de propagación se puede diseñar la tubería para que trabaje a una presión menor que la de propagación, lo cual en general no resulta económicamente razonable. La segunda opción es colocar rigidizadores (buckle arrestors) que impidan la propagación del pandeo. En este caso se admite que una sección entre rigidizadores pueda colapsar, pero no que las grandes deformaciones produzcan rotura del material y penetre agua en la cañería (wet buckle).

El objetivo de nuestro trabajo es analizar la influencia de las propiedades e imperfecciones de los tubos en el inicio y propagación del pandeo, y además estudiar el comportamiento post-colapso a fin de determinar las máximas deformaciones que el material debe soportar.

Con tal fin se desarrolló un modelo en Elementos Finitos de un tubo muy largo sometido a presión exterior y flexión. Dicho modelo fue validado comparando con resultados que aparecen en la literatura.

### INTRODUCCION

La curva de respuesta presión-desplazamiento de un tubo sometido a presión externa es la que se indica en la fig. 1.

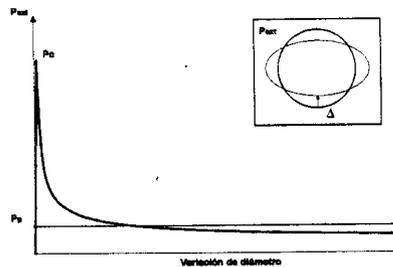


Figura 1. Curva carga-variación de diámetro ( $2\Delta$ ) de un tubo sometido a presión externa

En la Fig.1 se pueden distinguir los valores característicos de presión : presión de colapso ( $P_c$ ) y presión de propagación del pandeo local ( $P_p$ ). La presión de colapso es la presión de iniciación del pandeo local (abollamiento). La presión de propagación es aquél valor de presión exterior por debajo del cual el abollamiento no se propaga a lo largo de la tubería.

En [1-2] se determinó que en caso de actuar sólo presión exterior, la presión de colapso se ve fuertemente afectada por la tensión de fluencia transversal (en el caso de tubos gruesos), la ovalidad y las tensiones residuales. En cambio la excentricidad y el endurecimiento del material no la afectan demasiado.

### MODELO DE ELEMENTOS FINITOS PARA TUBOS LARGOS SOMETIDOS A PRESION EXTERIOR Y FLEXION

El objetivo es desarrollar un modelo en elementos finitos que pueda simular el pandeo y post-pandeo de un tubo largo sometido a presión exterior y flexión. El modelo se desarrolló con el programa de elementos finitos ADINA [3], usando las siguientes opciones :

- Elementos de cáscara de 4 nodos (MITC4, que incluye deformación por corte) [4-6].
- Método iterativo : iteración en el espacio carga-desplazamientos [7].
- No linealidad del material : material elastoplástico con endurecimiento multilineal; plasticidad asociada de acuerdo al criterio de fluencia de von Mises y endurecimiento isotrópico o cinemático [8].
- No linealidad cinemática : grandes desplazamientos y rotaciones, y pequeñas deformaciones.

En la fig. 2 se representa la malla de elementos finitos utilizada para el análisis de tubos muy largos, en los cuales la evolución de la sección transversal no depende de la coordenada axial.

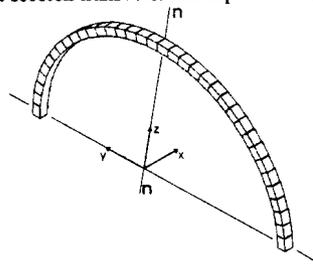


Figura 2. Malla de elementos finitos utilizada para simular el comportamiento de tubos largos bajo (flexión + presión exterior)

Condiciones de borde:

- En uno de los planos transversales ( $x$  constante) se restringen los desplazamientos axiales y las rotaciones en torno del eje  $n$ - $n$ .
- El otro plano transversal es libre de moverse axialmente, pero debe permanecer plano, de acuerdo a las ecuaciones de restricción impuestas (ver más abajo).
- Las rotaciones son restringidas de acuerdo a las condiciones de simetría respecto al plano  $z=0$ .
- Se agrega un mínimo número de restricciones adicionales para impedir los movimientos de cuerpo rígido.

En la figura 3 se muestran los nodos master y slave en la sección que puede desplazarse axialmente.

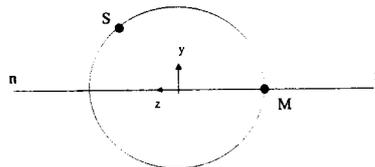


Figura 3. Nodos "master" y "slave" sobre la cara libre de desplazarse axialmente

Se denomina nodo Master (M) a uno de los 2 nodos sobre la intersección de la circunferencia directriz y el eje neutro correspondiente a la flexión aplicada, sobre la cara libre de desplazarse axialmente y nodo Slave (S) a todos los otros nodos sobre esa cara.

Las ecuaciones de restricción son:

$$u_s = u_M + \theta_z^M (y_s - y_M) + \theta_x^M (v_s - v_M)$$

$$\theta_z^S = \theta_z^M$$

En las ecuaciones anteriores,

$u$  : desplazamiento según el eje  $x$ ,

$v$  : desplazamiento según el eje  $y$ ,

$\theta_z$  : giro alrededor de  $n-n$ .

#### Validación del modelo de elementos finitos

Para validar el modelo se analizan una serie de casos presentados por S.Kyriakides [9]. En ellos el material utilizado es aluminio, con una ley tensión-deformación bilineal. Los datos de los tubos son:

$D/t = 35$

$D = 1.2555''$

$E/\sigma_y = 225$

$\sigma_y = 31.5 \text{ kg/mm}^2$

Curvatura = 0

Dónde :

$D$  : diámetro

$t$  : espesor

$E$  : módulo de elasticidad

$\sigma_y$ : tensión de fluencia

De los casos testeados por Kyriakides, se presentan 2. El primero con relación  $E/E_t = 86.5$  (siendo  $E_t$  el módulo de elasticidad tangente) y ovalidad inicial 1.6% (Ovalidad= $(D_{\text{máximo}} - D_{\text{mínimo}})/D_{\text{promedio}}$ ). El segundo con material perfectamente elástico y ovalidad inicial 0.104%.

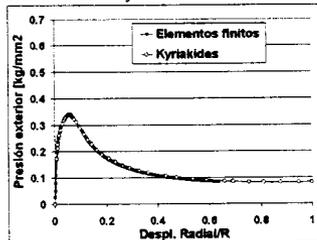


Figura 4. Presión - desplazamiento. Primer caso

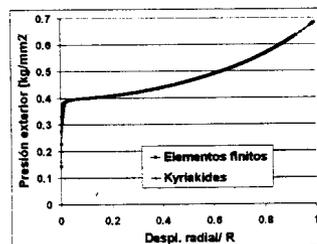


Figura 5 Presión - desplazamiento. Segundo caso

En las fig. 4 y 5 se puede observar que los resultados obtenidos con el modelo de elementos finitos presentado coinciden con los resultados publicados por Kyriakides.

#### APLICACIÓN DEL MODELO A TUBOS DE ACERO CON OVALIDAD INICIAL

Con el modelo descrito más arriba se investiga el comportamiento en pre-colapso, colapso y post-colapso de tubos de acero, que primero son flexionados hasta un cierto valor de curvatura, y luego, manteniendo esta última constante, sometidos a presión exterior creciente. El objetivo es ver cómo influyen la curvatura y la ovalidad inicial del tubo en los valores de presión de colapso y presión de propagación.

El modelo del material es bilineal. Los datos del tubo a analizar son:

$$\begin{aligned} D/t &= 17 & D &= 8 \text{ 5/8"} \\ E &= 21,000 \text{ kg/mm}^2 & \sigma_y &= 42.2 \text{ kg/mm}^2 \\ E_t &= 86.0 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

En lo que sigue llamaremos  $k$  a la curvatura impuesta al tubo, que permanece constante y  $k_y$  al valor de la curvatura cuando la fibra más solicitada de la sección del tubo llega a fluencia.

**Ovalidad inicial (0.30%) y curvatura  $k = 18k_y$ .**

En la fig. 6 se representa la presión exterior vs. la ovalidad resultante para cada nivel de carga.

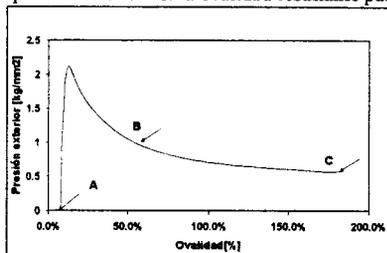


Figura 6. Presión exterior vs. ovalidad resultante de un tubo con ovalidad inicial 0.30% y  $k=18k_y$ .

En este gráfico se observa que la ovalidad inicial es despreciable frente a la ovalidad inducida por el proceso de carga. El punto A corresponde a la ovalidad inducida por flexión exclusivamente ( $p_{ext}=0.0$ ), que es mucho mayor que la inicial.

En la fig. 7 se representa la forma del tubo correspondiente a los puntos A, B y C de la fig. anterior. En el último punto, dónde las caras internas hacen contacto, se observa una gran asimetría de la sección.

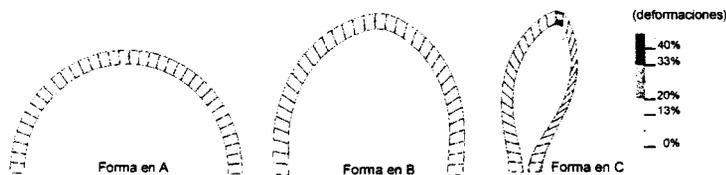


Figura 7. Formas de la sección transversal del tubo (puntos de carga indicados en la fig. 6)

Usando la construcción de Maxwell [9] se calcula el valor de la presión de propagación.

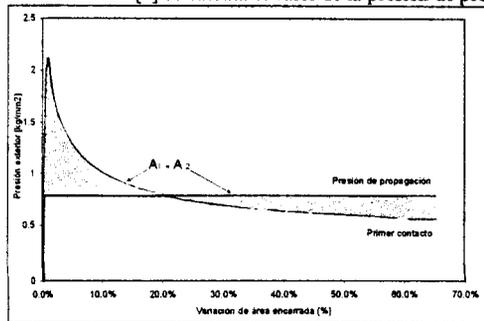


Figura 8. Presión exterior vs. variación de área encerrada (ovalidad inicial 0.30% y  $k=18k_y$ )

### Análisis del efecto de distintas ovalidades iniciales y distintas curvaturas.

En las 3 figuras siguientes se grafican la presión de colapso, la ovalidad inducida por flexión (efecto Brazier) y la presión de propagación en función de la curvatura impuesta, tomando como parámetro la ovalidad inicial.

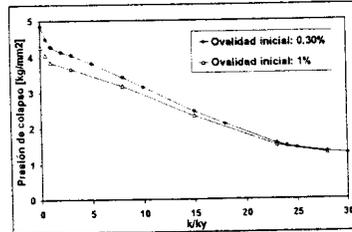


Figura 9. Presión de colapso externa vs. curvatura de flexión impuesta

En la fig. 9 se puede observar que la presión de colapso externa disminuye cuando aumenta la curvatura de flexión, lo mismo que la influencia de la ovalidad inicial del tubo.

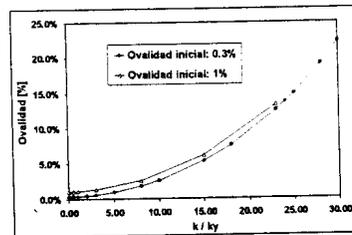


Figura 10. Ovalidad total del tubo luego de imponer la curvatura de flexión.

Como ya se mencionó en el apartado anterior, en la fig. 10 también se observa que la ovalidad inicial del tubo es despreciable frente a la ovalidad inducida por efecto Brazier.

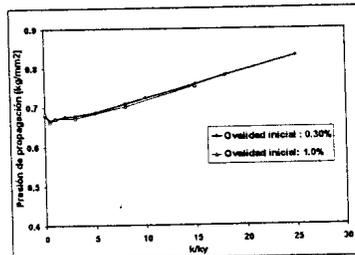


Figura 11. Presión de propagación de colapso vs. curvatura de flexión aplicada.

En la figura 11 se puede observar que la presión de propagación aumenta a medida que crece la curvatura impuesta (excepto para curvaturas cercanas a 0), y además que no varía con la ovalidad inicial.

### Alargamiento a rotura necesario

El proceso de post-pandeo produce grandes deformaciones (ver fig.7), que el material debe ser capaz de soportar sin llegar a rotura, para evitar el ingreso de agua en la tubería (*wet buckle* [9]). Dado que la formulación utilizada en el modelo de elementos finitos es la conocida como Total Lagrangian Formulation [8], las deformaciones calculadas son las correspondientes al tensor de deformaciones de Green-Lagrange [8,10]. La deformación máxima (Green-Lagrange) obtenida del cálculo es 0.48

(estado de carga C de la fig. 7), y sabiendo que en un ensayo simple de tracción (que es como se mide la deformación de rotura del material) es :

$$\varepsilon_{GREEN-LAGRANGE} = \frac{\Delta}{L_0} + \frac{1}{2} \left( \frac{\Delta}{L_0} \right)^2$$

se deduce que para tener una deformación equivalente (Green - Lagrange) de 48% debe ser  $\frac{\Delta}{L_0} = 0.40$ . Por lo tanto, para evitar el fenómeno de wet buckle, la deformación a rotura del material del tubo debe ser mayor del 40%.

### CONCLUSIONES

- Se ha desarrollado un modelo en elementos finitos que ha sido validado con los resultados publicados en la literatura abierta.
- La influencia de la ovalidad inicial en el valor de la presión de colapso es despreciable cuando hay flexión.
- La influencia de la ovalidad inicial en el valor de la presión de propagación es despreciable haya o no flexión.
- La presión de colapso disminuye con la flexión pero la de propagación crece.
- Queda demostrada la necesidad de utilizar, en la fabricación de line pipes, aceros con alto valor de deformación de rotura.

### REFERENCIAS

1. Assanelli, A.P., Radovitzky, R.A., Dvorkin, E. N., *Análisis por elementos finitos del colapso en tuberías para aplicaciones en la industria del petróleo.*, Mec. Comput., Vol. 13, (Ed. M. Vénere) 1992
2. Assanelli A.P., Toscano R.G.; Johnson D.H. and Dvorkin E.N. *Experimental/numerical analysis of the collapse behavior of steel pipes*, Engineering computations. Vol. 17, Number 4, 2000, págs. 459-486.
3. ADINA R&D, *The ADINA System*, Watertown, MA, U.S.A.
4. Bathe K.J. and Dvorkin E.N., "A formulation of general shell elements - the use of mixed interpolation of tensorial components", Int. J. Numerical Methods in Engng., Vol. 22, pp.697-722, 1986.
5. Bathe K.J. and Dvorkin E.N. "A four-node plate bending element based on Mindlin / Reissner plate theory and a mixed interpolation", Int. J. Numerical Methods in Engng., Vol. 21, pp. 367-383, 1985.
6. Dvorkin E.N. and Bathe K.J., "A continuum mechanics based four-node shell element for general nonlinear analysis", Engng. Computations, Vol. 1, pp. 77-88, 1984.
7. Bathe K.J. and Dvorkin E.N., "On the automatic solution of nonlinear finite element equations", Computers & Structures, Vol. 17, pp. 871-879, 1983.
8. Bathe K.J., *Finite Element Procedures*, Prentice Hall, 1996.
9. Kyriakides S., "Propagating instabilities in structures", *Advances in Applied Mechanics*, Vol. 30, pp.67-189, 1994.
10. Malvern L.E., *Introduction to the Mechanics of the Continuum Medium*, Prentice Hall, 1969.