



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
INGENIERIA MECÁNICA – DISEÑO MECÁNICO

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DE JUNTAS TIPO  
ESPIGA – EMPAQUE – CAMPANA EN TUBERÍAS PLÁSTICAS

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:  
ING. SMYRNA VANESSA RIVERA CORTÉS

TUTOR PRINCIPAL  
Dr. JACINTO CORTÉS PÉREZ  
FES ARAGÓN

MÉXICO, D. F. FEBRERO 2014



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGNADO

**Presidente:** Dr. Fernando Velázquez Villegas  
**Secretario:** M. en I. Alberto Reyes Solís  
**Vocal:** Dr. Jacinto Cortés Pérez  
**1er. Suplente:** M. en I. David Franco Martínez  
**2do. Suplente:** M. en I. José Antonio Souza Jiménez

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: Facultad de Estudios Superiores Aragón y Facultad de Ingeniería

TUTOR DE TESIS:

**Dr. Jacinto Cortés Pérez**

---

FIRMA

## ***Agradecimientos***

A la Universidad Nacional Autónoma de México por brindarme una preparación profesional de primer nivel.

A CONACYT por el apoyo otorgado para la realización del presente trabajo.

A la división de Posgrado de la Facultad de Ingeniería por brindarme una educación profesional de primer nivel.

Al Centro Tecnológico de la Facultad de Estudios Superiores Aragón por facilitarme sus instalaciones para realizar este proyecto.

Al laboratorio de Termodinámica y fluidos por facilitarme el equipo necesario para realizar este proyecto.

A mi asesor Dr. Jacinto Cortés Pérez por compartir conmigo sus amplios conocimientos, siempre guiarme y aconsejarme de la mejor manera.

Al Ing. José Antonio Ávila García, Ing. Ángel Romero Barrientos, Ing. Salvador Cabrera González y al M. en I. Néstor García Castillo por su apoyo incondicional en la realización de este proyecto.

Al M. en I. Alberto Reyes Solís gracias por ser mi amigo y por toda la ayuda que me ha brindado durante todos estos años.

A mis amigos del posgrado Julio, Roberto y Miguel, es muy grato para mi estar con personas como ustedes, gracias por todos los momentos agradables que vivimos juntos, espero seamos amigos para siempre.

A mi esposo Erick Favila Oropeza gracias por estar conmigo en las buenas y en las malas, que suerte tengo de tenerte a mi lado, te amo mucho.

A mi hijo que está siempre a mi lado y que adoro, gracias por entender que a veces tu mami tiene muchas cosas que hacer.

A mis hermanos y amigos Rubén, Flavio y Marelia que siempre me dan consejos y me hacen ver las cosas de la mejor forma. Los quiero mucho.

A mi hermana Blanca, gracias hermanita siempre te llevare en mi corazón y en mi pensamiento, algún día nos volveremos a ver, hubiera querido que estuvieras conmigo en estos momentos iluminándome y aconsejándome como siempre.

Y finalmente a mi mamá Blanca Estela Cortés Vargas, gracias mami por ser un ejemplo y guía en este camino, te quiero mucho.

## Contenido

|   |    |
|---|----|
| Introducción.....   | 6  |
| Capítulo 1. Marco teórico .....   | 9  |
| 1.1 Clasificación de tuberías plásticas.....  | 9  |
| 1.1.1 Por su deformación elástica .....   | 9  |
| 1.1.2 Por el tipo de trabajo .....  | 11 |
| 1.1.3 Por el tipo de pared.....   | 12 |
| 1.2 Aplicaciones de las tuberías plásticas .....  | 14 |
| 1.2.1 Minería .....   | 14 |
| 1.2.2 Agricultura .....   | 14 |
| 1.2.3 Sector pesquero .....   | 14 |
| 1.2.4 Área sanitaria .....  | 14 |
| 1.2.5 Industria química.....  | 15 |
| 1.2.6 Industria en general .....  | 15 |
| 1.3 Ventajas de las tuberías plásticas .....  | 15 |
| 1.4 Desventajas de las tuberías plásticas.....  | 16 |
| 1.5 Parámetros de diseño en tuberías.....   | 16 |
| 1.5.1 Deflexión de tuberías .....   | 16 |
| 1.5.2 Rigidez de la tubería .....   | 17 |
| 1.6 Sistemas de unión en tuberías plásticas .....   | 18 |
| 1.6.1 Uniones Fijas .....   | 19 |
| 1.6.2 Uniones desmontables.....   | 22 |
| 1.6.3 Normas de tuberías plásticas.....   | 32 |
| Capítulo 2. Análisis del comportamiento mecánico de una junta tipo espiga – empaque – campana ..... | 39 |
| 2.1 Análisis de la rigidez de anillo.....   | 40 |
| 2.2 Efecto de la presión interna .....  | 43 |
| 2.3 Efecto del empaque.....   | 46 |
| 2.4 Transmisión de carga a través de un cuerpo elástico.....  | 47 |
| 2.5 Análisis del comportamiento del empaque entre dos secciones rectas.....                         | 48 |
| 2.5 Análisis de la carga inducida por el empaque entre anillos circulares .....                     | 52 |

---

|  |     |
|--|-----|
| Capítulo 3. Resultados y discusión .....                             | 60  |
| 3.1 Resultados teóricos .....  | 60  |
| 3.1.1 Valor límite .....   | 61  |
| 3.1.2 Variación de las propiedades de los materiales .....           | 61  |
| 3.1.3 Variación de las dimensiones.....                              | 64  |
| 3.1.4 Presión positiva aplicada a la cara interna de la espiga.....  | 66  |
| 3.1.5 Presión negativa aplicada a la cara interna de la espiga ..... | 73  |
| Conclusiones.....  | 83  |
| Anexos .....   | 85  |
| Anexo A .....  | 86  |
| Anexo B .....  | 96  |
| Referencias.....   | 106 |

## Introducción

La industria de materiales plásticos se ha desarrollado por alrededor de 100 años, pero el polietileno (PE) fue descubierto en la década del 30. Los primeros eran de baja densidad y se utilizaron principalmente como conductores de cables. Los polietilenos de alta densidad (HDPE), utilizados hoy día en sistemas de tuberías, fueron desarrollados en los años 50.

Los sistemas de tuberías de HDPE ofrecen la oportunidad de utilizar ventajosamente las características tan particulares de este material y ocuparlas para resolver antiguos problemas y diseñar sistemas para aplicaciones donde los materiales tradicionales son inadecuados o demasiado costosos. Las tuberías de HDPE ofrecen mayores alternativas de diseño garantizando una larga vida útil, economía en instalación y equipos, minimizando los costos de mantenimiento, cuando las condiciones de operación están dentro de las capacidades de temperatura y presión del material.

El desarrollo de técnicas especiales de proceso y el mejoramiento de los equipos de producción han permitido obtener cada vez mejores resinas, con las cuales se logran productos terminados únicos para la industria, tanto en calidad como en funcionamiento.

Uno de los más recientes desarrollos concierne a un grado de HDPE con propiedades de resistencia significativamente mayores que las del HDPE tradicional. Este nuevo grado, denominado PE 100, es usado particularmente en tuberías para agua a presión, obteniéndose un ahorro en el espesor de pared de las tuberías en aproximadamente 35% comparado con una tubería de HDPE tradicional.

En México el empleo de tuberías plásticas, ha sido limitado a aplicaciones en las cuales las exigencias de trabajo no son grandes. Sin embargo, en los últimos años se ha visto una creciente tendencia a emplear tuberías de polietileno en sistemas de agua potable, gas y drenaje. Las ventajas de las tuberías plásticas son las que han motivado su uso masivo y entre los factores que han favorecido su empleo en aplicaciones para drenajes, destaca la facilidad con la que son acoplados los tramos de las mismas mediante los diversos sistemas de unión que emplean.

En diversas tuberías plásticas se emplea el uso de juntas tipo espiga-empaque-campana la cual, es una ventaja de estos productos debido a que facilita la instalación. Esta ventaja se refleja en menores tiempos para el montaje de grandes redes de tuberías que generalmente se compone de un gran número de tramos, regularmente de 6 m, con mucha facilidad.

El sistema de unión tipo espiga-campana consiste de tres elementos:

- Una campana en un extremo del tubo
- Una espiga que se desliza al interior de la campana
- Un empaque circular fabricado en un material elastomérico.

---

En muchos casos el empaque va montado fijamente en la espiga y se inserta el conjunto en la campana, de tal manera que la interferencia mecánica que se genera entre el empaque, la espiga y la campana induce un sello hermético.

Existe una gran cantidad de sistemas de unión que se han desarrollado para garantizar la hermeticidad en redes de tuberías de los cuales el sistema espiga-empaque-campana es uno de los menos empleados. Sin embargo, las ventajas que ofrece dicho sistema de unión justifican su uso y por lo tanto es conveniente realizar estudios que conduzcan a mejorar su desempeño en hermeticidad.

La hermeticidad de una junta se refiere a su capacidad de soportar presiones internas sin que se presente fuga del fluido contenido. En particular, en las juntas tipo espiga-empaque-campana, se ha observado que la fuga se presenta cuando los elementos que conforman la junta ya sea espiga o campana sufren desplazamientos perimetrales de magnitud tal que se pierde contacto entre éstas superficies y el empaque, es decir, se pierde la interferencia mecánica.

En el presente trabajo se aborda la temática de hermeticidad atendiendo dos aspectos fundamentales que constituyen la base del diseño de juntas tipo espiga-empaque-campana:

- La caracterización del comportamiento mecánico del conjunto durante condiciones de presión interna.
- La influencia en la hermeticidad de las propiedades mecánicas de los materiales que componen la junta.

Se presenta un estudio teórico en el que fueron analizados los parámetros que influyen en el comportamiento del empaque, el cual es el encargado del sello mecánico mediante una presión de interferencia entre la espiga y la campana garantizando hermeticidad.



# Capítulo 1: Marco teórico

## Capítulo 1. Marco teórico

Las tuberías termoplásticas comenzaron a ser utilizadas hace 50 años en Europa y Norteamérica para drenaje y manejo de agua. La tubería de polietileno ha sido empleada para drenaje desde hace 35 años en Estados Unidos y para drenar vías de comunicación rápida desde hace 30 años; incluso ha sustituido en gran medida a otros como son los materiales metálicos, cerámicos, y a diferentes materiales poliméricos (naturales). Este cambio se debe, entre otras cosas, a las mejoras económicas que estos representan, como también a sus propiedades físicas y químicas. Su uso y aplicaciones se han extendido, así como sus diámetros, provocando cuestionamientos acerca del tiempo de servicio y las propiedades de estos materiales, convirtiéndose en propiedades de interés.

El diseñar con materiales termoplásticos requiere el entendimiento de los comportamientos viscoelásticos y viscoplásticos. La resistencia mecánica de estos materiales ha sido puesta en relación con las fuerzas actuantes en él, el esfuerzo, el tiempo de carga y la temperatura. [1]

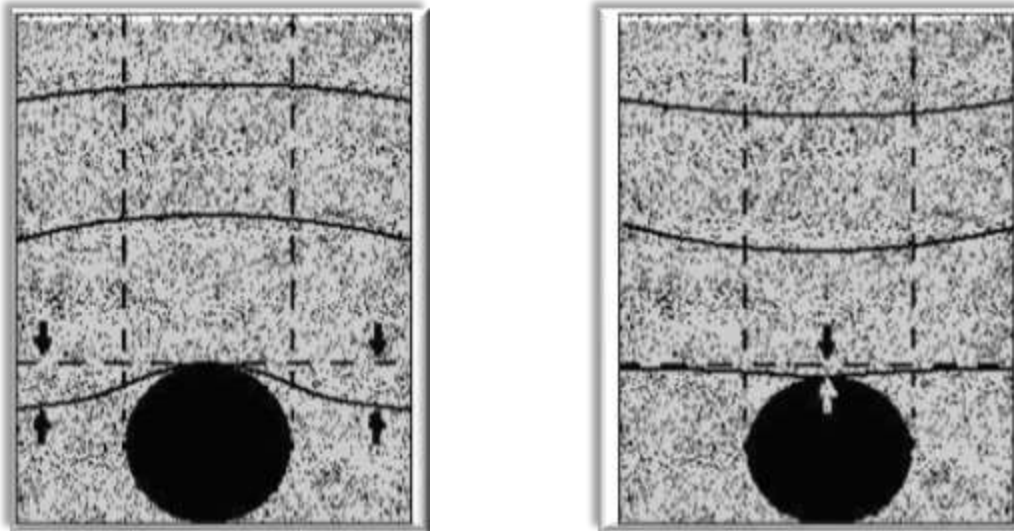
Es de gran importancia para el desarrollo del presente trabajo conocer las características de las tuberías plásticas que se utilizan hoy en día, así como hacer una pequeña clasificación de ellas.

### 1.1 Clasificación de tuberías plásticas

En la mayoría de los casos, las tuberías son instaladas a cierta profundidad por lo que las cargas a las que estarán sujetas serán aquellas provenientes de la columna de tierra así como aquellas externas que son transmitidas por la tierra y en los casos de las tuberías sujetas a presión interna, aquella generada por el sistema de bombeo empleado.

#### 1.1.1 Por su deformación elástica

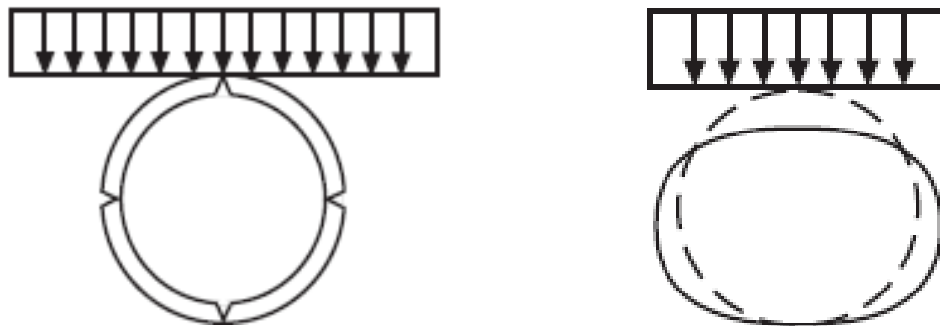
Debido a la deformación elástica que soportan, las tuberías se clasifican en *tuberías flexibles* y *tuberías rígidas*, dependiendo de cómo se desempeñan una vez instaladas, siendo el porcentaje de deformación el criterio para esta clasificación. Una tubería rígida se define comúnmente como una tubería que no puede deflectarse más de un 2% de su diámetro sin sufrir daños estructurales, y por lo tanto debe ser diseñada para soportar la mayor parte de la carga. Las tuberías de concreto reforzado y no reforzado son ejemplos de tuberías rígidas, mientras que una deflexión mayor clasifica la tubería como flexible, como las fabricadas con materiales termoplásticos [2, 3, 4], siendo estas últimas las que se estudiarán en este trabajo. En la Figura 1.1 a), b) se muestra los comportamientos observados en tuberías rígidas y flexibles enterradas. En la Figura 1.2 se muestra la diferencia de la respuesta de las tuberías flexibles y las rígidas al aplicar una carga.



a) Tubería rígida

b) Tubería flexible

**Figura 1. 1 Comportamiento observado en tuberías rígidas y flexibles [7]**

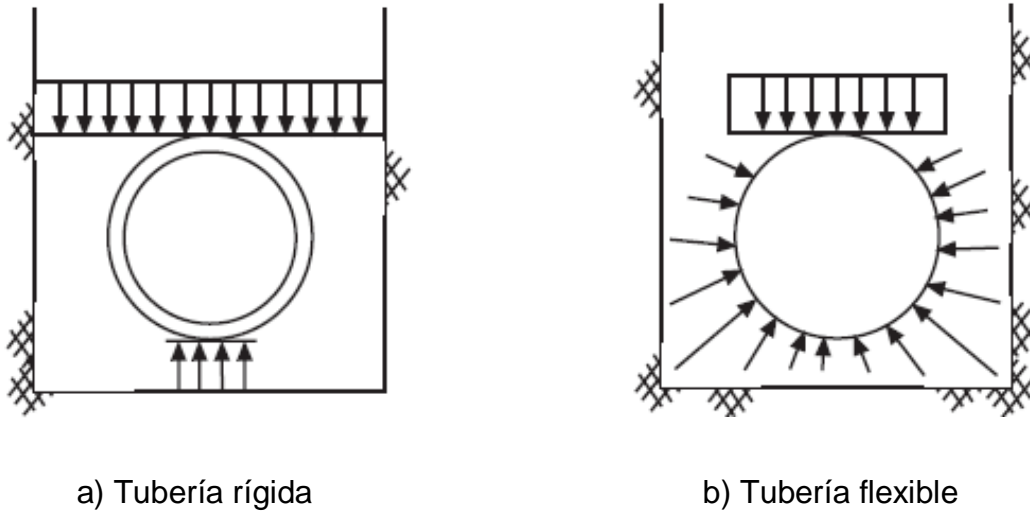


a) Tubería rígida

b) Tubería flexible

**Figura 1. 2 Respuesta de la tubería a la aplicación de carga [3]**

Esta diferencia afecta principalmente la interacción que existe con el material con que son confinadas. Tanto las tuberías rígidas como flexibles requieren de un material de confinamiento apropiado, aunque la interacción de la tubería y el material de relleno en ambos casos sea diferente (como se aprecia en la Figura 1.1 a), b). En el caso de las tuberías rígidas, la estructura depende exclusivamente de la tubería, y no transmite la carga recibida lateralmente, esta es transferida a la pared de la tubería que reposa sobre el terreno (Figura 1.3 a), mientras que en el caso de las tuberías flexibles (Figura 1.3 b), las cargas si son transmitidas lateralmente al material con que son confinadas, generando fuerzas no constantes, en toda la frontera de la tubería (Véase *anexo A y B*), haciendo al material de confinamiento parte de la estructura [5]; para el desarrollo de este trabajo no se considerara transmisión de carga entre el material de confinamiento y la junta de la tubería, ya que se pretende analizar únicamente la interacción que se tiene entre los elementos que la conforman.



**Figura 1. 3 Interacción de la tubería y el confinamiento [5]**

Las tuberías flexibles ofrecen beneficios estructurales significativos, en muchas situaciones, con una apropiada instalación, una tubería flexible puede ser enterrada mucho más profundo que una tubería rígida instalada de manera similar, debido a la interacción que existe entre la tubería y el material de confinamiento que maximiza las características estructurales de la tubería [5].

Cabe mencionar que la transmisión de carga entre la tubería y el medio de contención es muy importante, ya que el comportamiento de la tubería se ve modificado de acuerdo a la rigidez que tenga el medio en donde se encuentra enterrada, el tomar en cuenta este fenómeno dentro del comportamiento mecánico de la tubería, introduce un sinnúmero de variables que hacen que el análisis de la misma sea más complejo, debido a que la transmisión de carga en la periferia de la tubería no es constante (Véase *anexo A*).

### 1.1.2 Por el tipo de trabajo

Otra clasificación que debe ser considerada, es aquella que toma en cuenta las condiciones de carga que son generadas dentro de las tuberías debido al fluido que conducen, la clasificación es la siguiente:

- Trabajo por gravedad.- El fluido que conducen no genera presión interna constante (drenajes diversos).
- Trabajo con presión interna.- El fluido es bombeado a través de la tubería (transporte de agua potable, gas e hidrocarburos)

Como se puede observar en la clasificación anterior, el tipo de trabajo al que está sometida la tubería determinará las condiciones de carga, así como las consideraciones de confinamiento antes mencionadas. Las tuberías también se pueden clasificar por su resistencia al ataque químico y a la abrasión, las cuales no se ampliarán más debido a que no serán utilizadas en este trabajo [1, 2, 8]

### 1.1.3 Por el tipo de pared

Es debido a las propiedades y a las condiciones de trabajo antes mencionadas que las tuberías plásticas se diseñan de diferente manera. Dentro de las geometrías más comunes encontramos las tuberías de pared lisa o constante (utilizadas generalmente en condiciones de presión interna) y las tuberías corrugadas o de pared externa variable (empleadas en trabajo por gravedad como es en drenaje sanitario y pluvial). La finalidad de esta variación es mejorar la capacidad estructural de la tubería en condiciones de aplastamiento.

La estabilidad estructural de una tubería corrugada de PEAD es producida por tres diseños. De acuerdo a AASHTO M294 (American Association of State Highway and Transportation Official) definen la siguiente clasificación:

Tipo C mostrada en la fig. 1.4. Esta tubería consiste de una sección transversal totalmente circular, con corrugaciones por dentro y por fuera de la tubería.

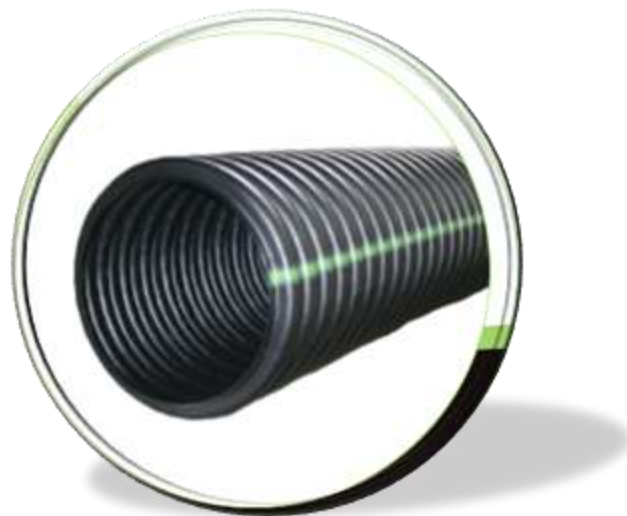


Figura 1. 4 Tubería tipo C [10]

Tipo S mostrada en la fig. 1.5. Esta tubería consta de dos paredes de sección transversal totalmente circular, la externa corrugada y la interna lisa.



Figura 1. 5 Tubería tipo S [10]

Tipo D mostrada en la fig. 1.6. Esta tubería consiste de una pared interna lisa, una externa también lisa unidas entre sí por elementos en espiral o anulares.

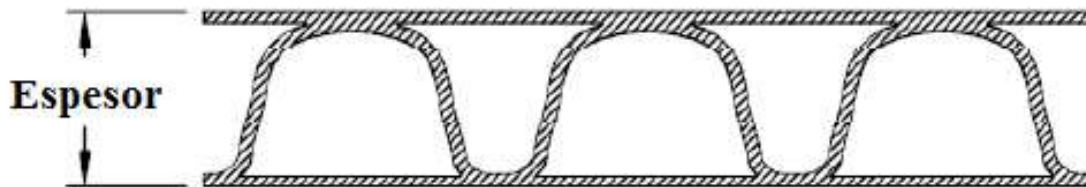


Figura 1. 6 Tubería tipo D [11]

Es importante mencionar que las tuberías plásticas presentan características mecánicas particulares como son *la fluencia lenta bajo carga constante* la cual se presenta hasta la fractura o el equilibrio, reduciendo las propiedades mecánicas del material, y siendo la otra característica *la relajación de esfuerzos* que se presenta hasta un esfuerzo de equilibrio menor al esfuerzo inicial y no afecta las propiedades mecánicas. Este comportamiento se debe a que los principales materiales utilizados en la fabricación de tuberías plásticas tienen un comportamiento viscoelástico. Dicho comportamiento se presenta debido al acomodo que las cadenas poliméricas adoptan (zonas amorfas y zonas cristalinas), formando una estructura semi-cristalina, la cual presenta propiedades tanto de sólidos como de fluidos [5,7 y 10].

---

## 1.2 Aplicaciones de las tuberías plásticas

### 1.2.1 Minería

Han dado excelentes resultados al utilizarse en distintos procesos de aplicaciones mineras. Gracias a su alta resistencia a la abrasión y corrosión, facilidad de manejo e instalación y buena resistencia mecánica, son ideales para:

- Conducción de relaves
- Riego de pilas de lixiviación
- Conducción de soluciones ácidas y alcalinas
- Conducción de concentrados (pipelines)
- Sistema de combate contra incendios

### 1.2.2 Agricultura

Son variados los usos que tienen en la agricultura. Mediante el sistema de uniones desmontables resultan de rápido acople y desacople. Además, por su flexibilidad se pueden enrollar permitiendo un fácil transporte (se pueden suministrar en rollos de 50, 100 o más metros). Algunos ejemplos de aplicaciones son:

- Riego por goteo (PE lineal)
- Riego por aspersión
- Transporte de agua

### 1.2.3 Sector pesquero

En las industrias pesqueras, se están utilizando cada vez más. Por ser livianas y de fácil manejo, además de resistentes al agua salada y al ataque biológico marino, resultan ideales para este tipo de aplicaciones, entre las cuales están:

- Jaulas para el cultivo de salmones
- Descargas marítimas
- Transporte de agua salada

### 1.2.4 Área sanitaria

Las tuberías plásticas presentan claras ventajas sobre otros materiales (acero, cemento comprimido, etc.), especialmente en su utilización en arranques domiciliarios y en zonas de napa freática alta, en las cuales se facilita su instalación al efectuar las uniones fuera de la zanja, sin necesidad de evacuarlas en el momento de instalar la tubería. Algunos ejemplos son:

- Redes de agua potable
- Alcantarillado

### **1.2.5 Industria química**

En la industria química, han dado excelentes resultados. Gracias a su alta resistencia a la corrosión, a su resistencia química y a la abrasión, son ideales para:

- Conducción de soluciones ácidas y alcalinas
- Conducción de productos químicos
- Transporte de agua
- Sistema de combate contra incendios

### **1.2.6 Industria en general**

Han sido utilizados exitosamente en cientos de aplicaciones, tanto generales como de alta especialización, en todo tipo de industria. Las aplicaciones más frecuentes son las siguientes:

- Transporte de aire comprimido y de ventilación
- Protección de cables eléctricos y telefónicos
- Conducción de líquidos o gases a baja temperatura
- Transporte de gas, petróleo y sus derivados
- Transporte de aguas residuales corrosivas
- Conducción de aguas
- Transporte neumático
- Sistema de combate contra incendios.

## **1.3 Ventajas de las tuberías plásticas**

Dentro de las ventajas que presentan las tuberías plásticas se pueden mencionar las siguientes:

- Resistencia química
- Bajo peso
- Servicio a largo plazo
- Baja resistencia al flujo
- Resistencia y flexibilidad
- Resistencia a la abrasión
- Estabilidad a la intemperie
- Fácil fabricación y bajo costo
- Fáciles sistemas de unión
- Pueden ser fabricadas de varias formas (corrugaciones, filetes, costillas, etc.)



## 1.4 Desventajas de las tuberías plásticas

Por otro lado, las desventajas que presentan son:

- Baja resistencia mecánica
- Bajos módulos de elasticidad
- Son sensibles a la temperatura (alta y baja)
- Relación de Poisson alta
- Altos coeficientes de expansión térmica

## 1.5 Parámetros de diseño en tuberías

Los valores que realmente gobiernan el tiempo en que trabajará eficientemente una tubería, son el esfuerzo de cedencia en compresión y el módulo elástico, esto debido a que el esfuerzo de compresión es el de mayor magnitud y el módulo elástico junto con el momento de inercia de la sección del tubo determinan la llamada rigidez del anillo.

Cualquier discusión acerca de la vida de servicio de una tubería enterrada, no puede ignorar la calidad de su instalación y la práctica en ello. Todas las estructuras enterradas, independientemente del material, son estructuras del suelo y la tubería, es decir, interactúan entre sí para soportar las cargas requeridas.

### 1.5.1 Deflexión de tuberías

Como se mencionó al principio de este capítulo una clasificación de las tuberías es de acuerdo a la deformación elástica que soportan, dependiendo de cómo se desempeñan una vez instaladas.

La deflexión es el cambio de diámetro interior (fig. 1.7 a) que se produce cuando se aplica una carga a un tubo flexible. Cuando las deflexiones son pequeñas, como en la mayoría de las instalaciones de tuberías, la reducción en el diámetro vertical es aproximadamente el mismo que el aumento en el diámetro horizontal. En el diseño de una tubería, la dimensión vertical es por lo general de mayor preocupación. La deflexión vertical se limita usualmente a 7,5% de la base del diámetro interior; la base del diámetro interior es el diámetro nominal con menos tolerancias de fabricación y fuera de redondez inherentes al proceso de fabricación. Este nivel de deflexión es muy conservador y proporciona un factor de seguridad de aproximadamente 3 contra la curvatura reversa. Este parámetro ha sido incorporado en las especificaciones de varios productos. Para obtenerlo es necesario utilizar la ecuación 1.1, conocida como la fórmula de Iowa modificada [3].

$$\Delta y = \frac{1000K (D_L W_C + W_L)}{0.149 PS + 0.061 E'} \quad 1.1)$$

Dónde:

$\Delta y$  = Deflexión (En unidades métricas)

$K$  = Constante de encamado

$D_L$  = Factor de retardo de deflexión

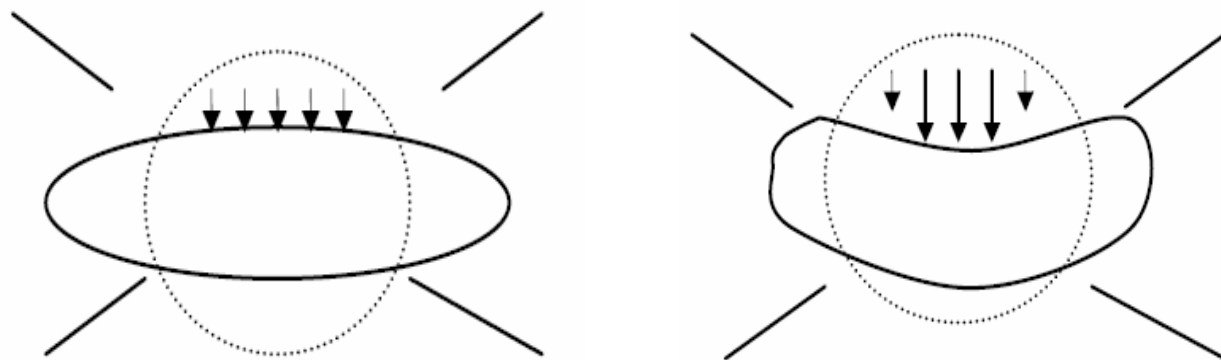
$W_C$  = Carga de la columna de material de confinamiento

$W_L$  = Cargas vivas

$PS$  = Rigidez de la tubería

$E'$  = Módulo de reacción del material de confinamiento

Los límites de deflexión son determinados para evitar una curvatura reversa (fig. 1.7 b), un exceso de deformación, y prevenir así el aplastamiento del tubo, ya que esto puede provocar una reducción en la capacidad del flujo en la tubería y/o fugas en las juntas. Esto se logra aumentando la rigidez de la tubería, la cual es una medición de laboratorio que determina la fuerza necesaria para flexionar una tubería flexible al 5% de su diámetro interior [13,14].



(a) Deflexión del anillo en tubería plástica

(b) Curvatura reversa por sobre-deflexión

**Figura 1.7 Deflexión y sobre-deflexión en tuberías plásticas [14]**

### 1.5.2 Rigidez de la tubería

El diseño de una tubería depende de muchos factores, como son las propiedades del material con que es fabricada, las condiciones de instalación, las cargas externas, las condiciones de trabajo, etc. Es mediante el manejo de estos factores que se puede encontrar el diseño adecuado para las condiciones requeridas. Un elemento más que se puede manejar es la geometría de la tubería (estructura), punto del cual trata este apartado. La modificación de la geometría de una tubería es aplicada principalmente a tuberías flexibles que trabajan por gravedad, ya que al estructurar la pared de la tubería, la interacción que se presenta entre ésta y el material con que es confinada se afecta.

Como se puede observar en la ecuación 1.1, la deflexión se ve afectada por varios parámetros, de los cuales es conveniente resaltar la rigidez de la tubería  $PS$ , la cual a su vez depende de varios elementos. Este parámetro se define con la ecuación 1.2.

$$PS = \frac{F}{\Delta y} = B \frac{EI}{D_m^3} \quad 1.2)$$

Dónde:

$PS$  = Rigidez de la tubería

$F$  = Fuerza vertical

$D_m$  = Diámetro medio

$E$  = Modulo de elasticidad de la tubería

$I$  = Momento de inercia de la sección transversal de la tubería

$\Delta y$  = Deflexión que sufre el anillo en la dirección vertical

$B$  = Constante con valor de 53.77

Como se puede observar en la ecuación 1.2, la rigidez varía directamente proporcional al momento de inercia del área transversal, por lo tanto es claro que para incrementar la rigidez de una tubería cuyo módulo elástico es bajo como es el caso de las tuberías plásticas, se debe incrementar el momento de inercia ( $I$ ) de la sección transversal de la tubería. Es por esto que se diseñan tuberías corrugadas con perfil abierto y/o cerrado las cuales, proporcionan estructura a la pared del tubo para incrementar su rigidez. No obstante, hace más propensos los tubos corrugados de diámetros grandes (36, 42, 48 y 60 pulg.) a presentar crecimiento de grietas si no se asegura que el confinamiento de la tubería instalada fue el adecuado. [10]

De acuerdo a estudios consultados [5], se reporta en la literatura que si después de instalado el tubo de PEAD con pared estructurada presenta un cambio geométrico tal que toma una forma elíptica entonces los esfuerzos circunferenciales, en la pared interna, serán predominantemente de compresión y si llegan a aparecer de tensión serán mucho menores que los de compresión, (comportamiento que coincide con otros autores) [5], con lo que se previene la aparición y la propagación de grietas.

## 1.6 Sistemas de unión en tuberías plásticas

Los sistemas de unión son las piezas encargadas de lograr que una determinada cantidad de tubos se comporte como una sola tubería y que esta, a su vez, responda a las necesidades de operación propias de cada proyecto en particular.

La elección del sistema de unión depende de una gran diversidad de factores internos y de condiciones externas en que operarán los sistemas de tuberías, así como de las características del fluido que van a conducir y del diámetro requerido.

Las tuberías se pueden unir mediante dos sistemas:

- Uniones fijas
- Uniones desmontables

### 1.6.1 Uniones Fijas

Las uniones fijas son aquellas uniones cuyos elementos de unión son imposibles de separar sin producir algún desperfecto o rotura en alguno de ellos.

Las uniones fijas más comunes hoy en día son las uniones fijas soldadas por termofusión y mediante adhesivos.

Las uniones fijas se utilizan cuando estamos seguros que no se va a realizar un desmontaje posterior, normalmente se utilizan cuando la unión entre los dos elementos debe aguantar esfuerzos mecánicos importantes.

#### 1.6.1.1 Uniones por termofusión

En el procedimiento de termofusión, las superficies a unir se disponen con el fin de ser fundidas simultáneamente con un calentador de plancha; una vez fundidas se retira el calentador y se ensamblan ambas piezas manteniéndolas unidas bajo presión. Cuando el material derretido enfría y solidifica, se forma una junta monolítica y permanente. Los procedimientos Performance Pipe requieren de herramienta y equipo específicos según el tipo de fusión y los tamaños de la tubería y partes a ensamblar.

Entre los métodos de termofusión más usados, encontramos:

- Soldadura a tope (butt fusion) (fig. 1.8). Es usada para hacer uniones de extremo-a-extremo entre tubos y partes de extremo liso o "raso" que tienen el mismo diámetro externo y un grosor de pared similar.



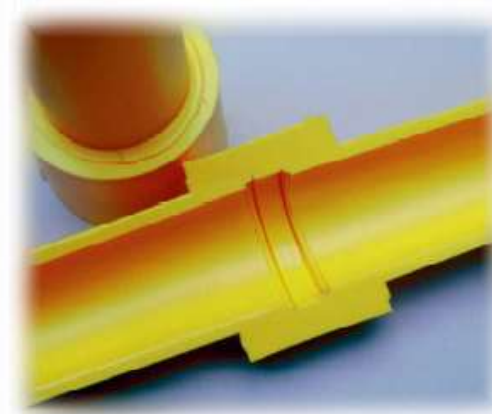
Figura 1. 8 Soldadura a tope [36 ]

- Soldadura de silleta (fig. 1.9). Se utiliza para instalar una ramificación sea en el remate o sea en el costado de un tubo principal. Los accesorios en forma de T se instalan comúnmente en el remate de la línea y las silletas se instalan a un costado de la línea. Después de que la conexión se ha enfriado, la pared del tubo principal se perfora para permitir el flujo hacia el ramal. La "Tuerca Caliente" es una fusión de silleta en una línea presurizada o "viva".



**Figura 1. 9 Soldadura de silleta [ 36 ]**

- Soldadura tipo socket (socket fusión) (fig. 1.10). Se utiliza para unir tuberías de 4 pulgadas y tubos más pequeños a partes. Los sockets están disponibles para ciertos materiales.



**Figura 1. 10 Soldadura tipo socket [36 ]**

- Soldadura por electrofusión) (fig. 1.11). Consiste en la unión de tuberías o de tuberías y accesorios mediante el empleo de accesorios electrosoldables. Los accesorios electrosoldables tienen incorporado en su interior un filamento eléctrico, el cual, conectado a una tensión eléctrica durante un tiempo

determinado, genera un calentamiento a una temperatura que provoca su fusión y permite que los elementos a unir queden soldados.



Figura 1. 11 Soldadura por electrofusión [36]

### 1.6.1.2 Uniones por adhesivos

Las uniones por adhesivos se llevan a cabo mediante la formación de una junta adhesiva entre las dos superficies o sustratos a ensamblar.

Los adhesivos son puentes entre las superficies de los sustratos, tanto si son del mismo, como si son de distinto material. El mecanismo de unión depende de:

- La fuerza de unión del adhesivo al sustrato o adhesión
- La fuerza interna del adhesivo o cohesión

Se pueden distinguir dos grandes grupos de adhesivos. Los adhesivos prepolimerizados, es decir, aquéllos cuyo polímero ya existía antes de ser aplicado el adhesivo sobre la unión, y adhesivos reactivos. Estos últimos se caracterizan porque el adhesivo en estado líquido, viscoso, gel, etc. se halla constituido por monómeros o cadenas oligómeras que polimerizan y/o se entrecruzan durante el proceso de polimerización que ocurre cuando tal adhesivo se ubica entre los sustratos a unir. Dentro de estos grandes grupos se definen diversas subclases:

#### 1) Adhesivos prepolimerizados

##### a) En fase líquida

- i. Soluciones acuosas como los cementos, las colas o el almidón
- ii. Soluciones orgánicas como el caucho natural
- iii. Emulsiones o líquidas como los adhesivos en base a PVC

b) En fase sólida

- i. Adhesivos piezosensibles como los adhesivos de contacto o las cintas adhesivas
- ii. Adhesivos termofusibles o hot melts

2) Adhesivos reactivos

- a) Que curan mediante poliadición como los cianoacrilatos, los anaeróbicos o los acrílicos
- b) Que curan mediante policondensación como los epoxis o las siliconas

## 1.6.2 Uniones desmontables

### 1.6.2.1 Unión con acople K-10

La Unión Mecánica K-10 (fig. 1.12) es un sistema de acoplamiento de avanzada, que permite que todo el sistema de tuberías sea más flexible, liviano y rápido de montar, logrando una unión perfecta.

La unión K-10 se forma a partir de abrazaderas apernadas de 2, 3, 4, 6 u 8 segmentos, según el diámetro de la tubería.

Estas abrazaderas, junto a un sello de goma especialmente diseñado, permiten una gran resistencia a la tensión y al movimiento en todas las direcciones. Este sistema resulta ideal para terrenos irregulares y para soportar altas vibraciones.

Su proceso de montaje y desmontaje es tan rápido y sencillo que no requiere mano de obra calificada. Cada componente es independiente, lo que mejora la eficiencia de inspecciones y mantenimientos.

#### *Propiedades y ventajas*

- **Expansión y contracción:** Absorbe movimientos longitudinales del tubo, debido al espacio existente entre puntas de acoplamiento.
- **Deflexiones:** soporta deflexiones en cualquier dirección, permitiendo adaptaciones en terrenos irregulares y la formación de curvaturas de gran radio sin el uso de curvas.
- **Ajuste perfecto:** un acoplamiento K-10 asegura, a través de su principio básico, un acoplamiento perfecto tanto para bajas como para altas tensiones.

- Vibraciones: como no es un sistema rígido, las vibraciones son progresivamente eliminadas a lo largo de la línea por la separación del acoplamiento y la acción del sello de goma.
- Eficiencia operacional: cada componente del sistema de unión (tubos, piezas, válvulas) es totalmente independiente, por lo que las operaciones de inspección y mantenimiento son realizadas rápidamente, sin daños en ninguna pieza próxima.
- Simplicidad en el montaje: además de no necesitar mano de obra calificada ni equipos, los acoples K-10 facilitan un montaje en espacios reducidos. Permite un montaje sin necesidad de alineación exacta de los tubos, aliviando las tensiones consecuentes del procedimiento.
- Resistencia: como los acoplamientos son unidos en las puntas de los tubos, existe gran resistencia a los esfuerzos longitudinales, ya sea por la presión interna o por el peso del propio tubo, disminuyendo así la necesidad de soportes y anclajes.
- Durabilidad: este sistema permite una rotación periódica de los tubos, mediante un leve desapriete de los pernos del acople. De esta forma, se aumenta la vida útil de la tubería, sobre todo en el transporte de fluidos abrasivos.

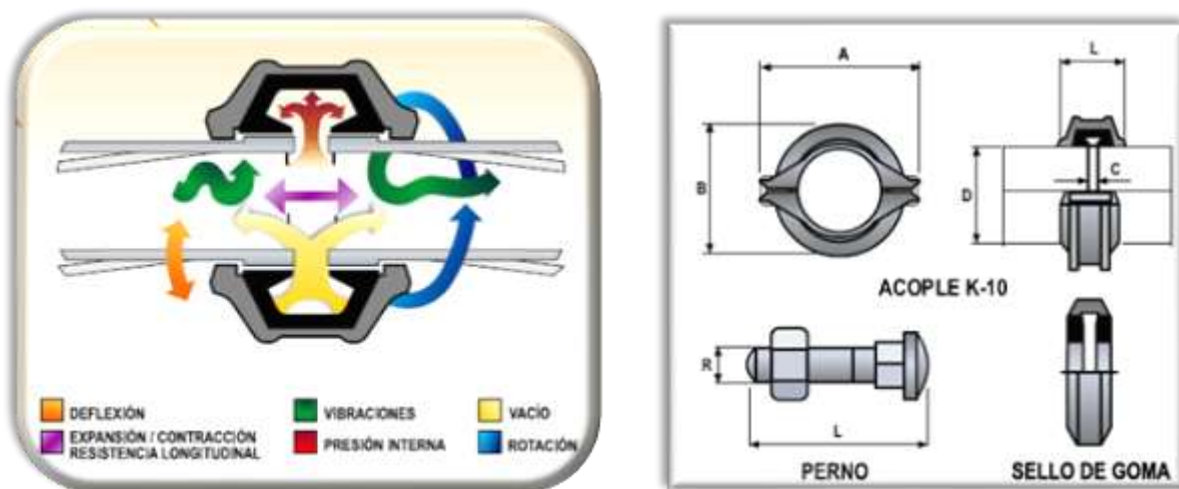


Figura 1. 12 Acople K-10 [28]

### 1.6.2.2 Unión con acople mecánico deslizante

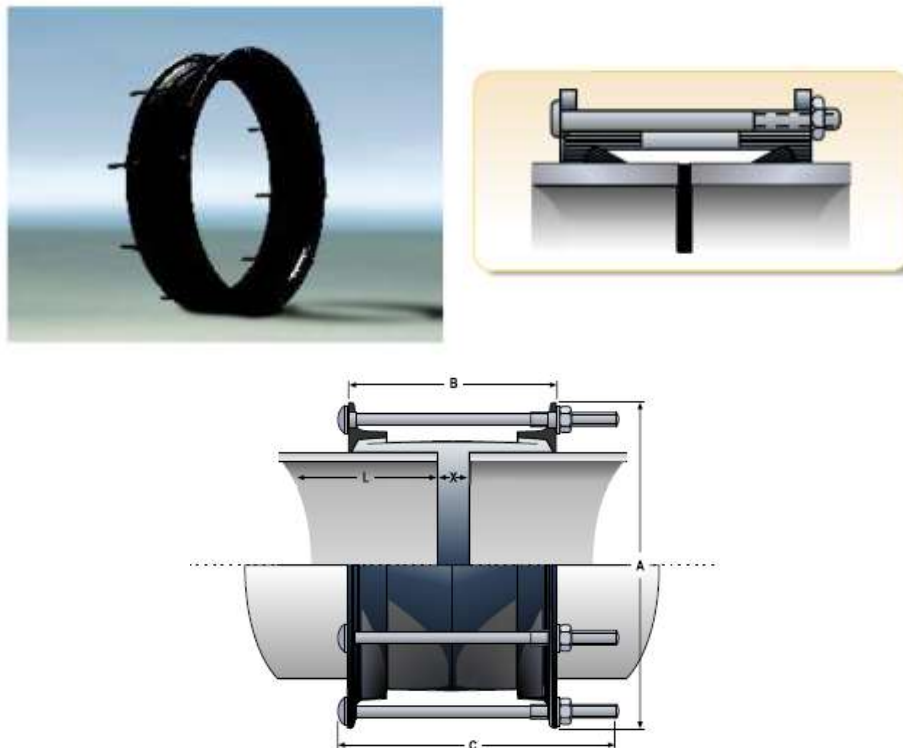
El Acople Mecánico Deslizante (fig. 1.13) está ideado para condiciones de operación que requieran un mayor grado de flexibilidad, ya que permite una gran deflexión y expansión.



Para la utilización de este acople, los extremos de los tubos deben ser lisos, cortados en ángulo recto y con diámetro externo según norma ANSI.

### *Propiedades y ventajas*

- Fácil de montar y desmontar.
- Gran resistencia a la deflexión.
- Permite una importante expansión y contracción, ya que absorbe los movimientos longitudinales del tubo.
- Las vibraciones son absorbidas a lo largo de la línea, debido al gap de separación y al sello de goma.
- Montaje simple, ya que no necesita mano de obra calificada ni equipos. Además, los acoples mecánicos deslizantes facilitan el montaje en espacios reducidos.
- Excelente durabilidad de tuberías, incluso en la conducción de fluidos abrasivos. Este sistema permite una rotación de los tubos mediante un leve desapriete de los pernos del acoplamiento, aumentando así la vida útil de la tubería.



**Figura 1. 13 Acople mecánico deslizante [28]**

### **1.6.2.3 Unión con acople mecánicos K-9**

Los acoples mecánicos K-9 (fig. 1.14) están diseñados y construidos con un sistema de “aletas transversales”, con el fin de proporcionar una unión flexible y resistente para sistemas de tuberías de presión según dimensionamiento ANSI. Este tipo de unión permite un movimiento angular, lineal y rotacional controlado en cada acople, aceptando expansión, contracción, asentamiento y ruido, entre otros movimientos del sistema de tubería. Además, ofrece excelentes propiedades para la absorción de vibraciones.

Los sistemas de unión mecánicos K-9 pueden ser fabricados en 2, 4 ó 6 piezas, según el diámetro de la tubería. Los extremos de los tubos deberán ser ranurados, según dimensionamiento para acoples K-9.

Estos acoples están regulados mediante la norma ASTM A536 GR 65, 45, 12

#### *Propiedades y ventajas*

- Capacidad para atenuar ruido y vibraciones, así como para absorber tensiones sísmicas.
- Excelente flexibilidad: resistencia, deflexión, contracción y expansión.
- Facilidad para montar y desmontar.
- Facilidad de alineación de tubos y compensación de errores.

#### *Principales aplicaciones*

- Unión mecánica flexible, para tuberías según dimensionamiento ANSI.
- Líneas que puedan ser desmontadas y trasladadas.
- Redes de incendio.
- Desarrollo de túneles: redes de agua, aire, drenaje, etc.
- Líneas permanentes.
- Líneas que requieran mantenimiento constante.
- Líneas aéreas.

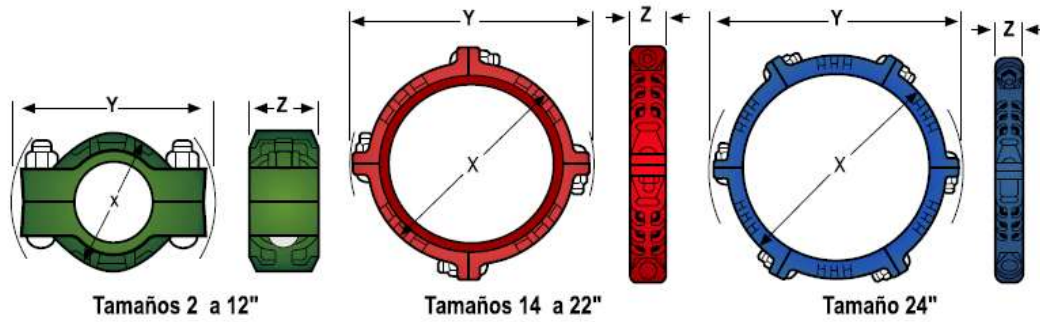


Figura 1. 14 Acople mecánico K – 9 [28]

### 1.6.2.4 Unión mediante bridas

Esta unión es de tipo mecánica y consiste en anillos barrenados montados a los extremos de cada una de las piezas que se quieran unir. Existen distintas maneras para montar las bridas a los elementos a unir, como son: por soldadura, roscadas, por traslape, integrales, etc.. Distintos tipos de bridas son mostradas en la figura 1.15. El material de la brida depende de la tubería sobre la cual será montada, así como de las características que se busquen en la junta.

Los extremos de los tubos deben ser biselados, para adosar las bridas por medio de soldadura.

Estas bridas están reguladas mediante la normas ANSI clase 150/300/400/600, AWWA C207, DIN PN6/PN10/PN16/PN25 punta biselada (para unión soldada)

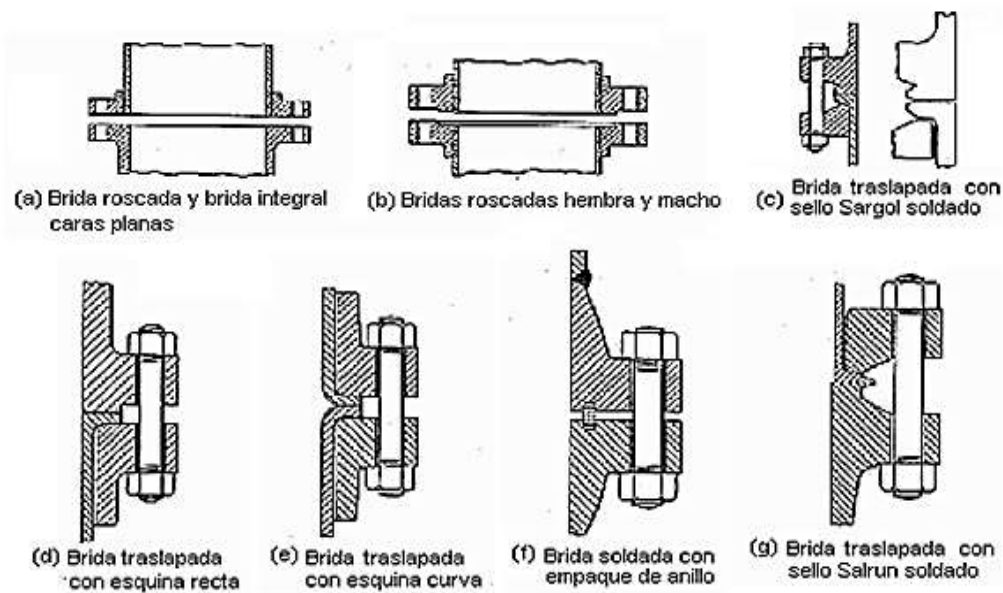


Figura 1. 15 Tipos de bridas utilizadas comúnmente para unión [15]

Las bridas montadas sobre las piezas que se desean unir son acopladas mecánicamente entre sí mediante pernos y tuercas, con lo que se logra la continuidad en el flujo. Para cumplir el parámetro de hermeticidad, este tipo de junta se auxilia de otros elementos como pueden ser empaques, o empaques de anillo, los cuales son insertados entre las caras de contacto de las bridas, y al ser comprimidos por la acción mecánica de los pernos y tuercas, fluyen a la menor imperfección de maquinado en las caras de las bridas. En la fig. 1.16, se muestran los elementos que componen el sistema de unión por medio de bridas.

#### Propiedades y Ventajas

- Permite alta presión de trabajo, pero presenta nula flexibilidad.
- Puede utilizarse indistintamente un proceso de soldadura al arco manual SMAW o automático (soldadora rotativa automática) SAW.
- Punta tubo: biselada. Normalmente, el espesor entregado es de 4,75 mm y 6,3 mm
- Otros espesores deben especificarse a pedido.
- Soporta altas presiones de trabajo.
- La aplicación principal es en líneas de altas presiones, sin necesidad de flexibilidad.



Figura 1. 16 Unión por medio de brida [35]

#### 1.6.2.5 Unión con sistema ranurado

Los acoplamientos ranurados mecánicos (fig. 1.17) están disponibles en modelos rígidos y flexibles. Un acoplamiento rígido se utiliza en aplicaciones donde se desea una unión rígida, similar a la de una tradicional con bridas, soldadura, y/o roscados. Para ser considerado como rígido un acoplamiento, este debe permitir menos de un grado de desviación o de movimiento angular.

Los acoplamientos flexibles están diseñados para acomodar el desplazamiento axial, rotación y un mínimo de un grado de movimiento angular. Los acoplamientos flexibles se utilizan en aplicaciones que requieren de diseños curvos o desviados y/o cuando los sistemas están expuestos a fuerzas externas más allá de lo normal y en condiciones estáticas, tales como sismos o donde la atenuación de las vibraciones o el ruido son una preocupación o consideración.

Los acoplamientos ranurados se vuelven menos flexibles a medida que aumenta el tamaño del tubo. Los diámetros mayores a 18" están muy limitados en su movimiento angular.

Los acoplamientos ranurados están sujetos a presiones internas y las fuerzas de flexión durante el servicio exterior

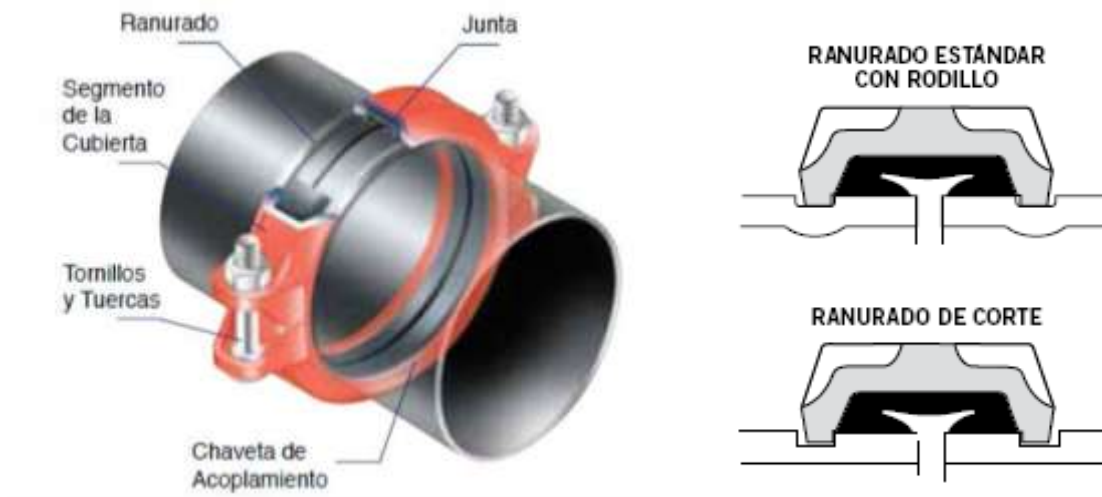


Figura 1. 17 Acoplamiento con sistema ranurado [35]

### 1.6.2.6 Unión con anillos (Shurjoint)

Este es un método ideal para unión de tuberías donde es difícil ranurar las mismas ó cuando la soldadura no es el método preferido de unión.

El proceso de unión con anillos (fig. 1.18) consiste en soldar un anillo suministrado por la fábrica en cada extremo de la tubería. Después montar la junta de caucho sobre los extremos de la tubería y colocar los segmentos de la unión sobre la junta y ensamblar los tornillos y tuercas. Los anillos pueden ser soldados en fábrica ó en el campo, las cubiertas de la unión pueden ser instaladas en el sitio de trabajo.

El sistema de unión con anillos Shurjoint Modelo R-88 provee una unión mucho más segura que un sistema comparable de ranura por laminación, debido a que el área de contacto de los anillos es mucho mayor que el perfil de la ranura.

Adicionalmente los anillos soldados pueden soportar de 2 a 3 veces más las fuerzas de corte que un sistema ranurado.

El soldado de los anillos requiere solamente una soldadura estructural, la cual, al contrario de la soldadura directa de tubería a tubería ó soldadura de brida, no afecta directamente la capacidad de sellado de la unión, eliminando así la necesidad de inspeccionar la soldadura por escapes. La unión con anillos de Shurjoint es clasificada como Tipo II Clase 1 de Unión Mecánica de acuerdo con la Norma ASTM F1476 (International– Standards Worldwide) y también cumple ó excede los diseños y requerimientos de funcionamiento de AWWA C606 (American Water Works Association).

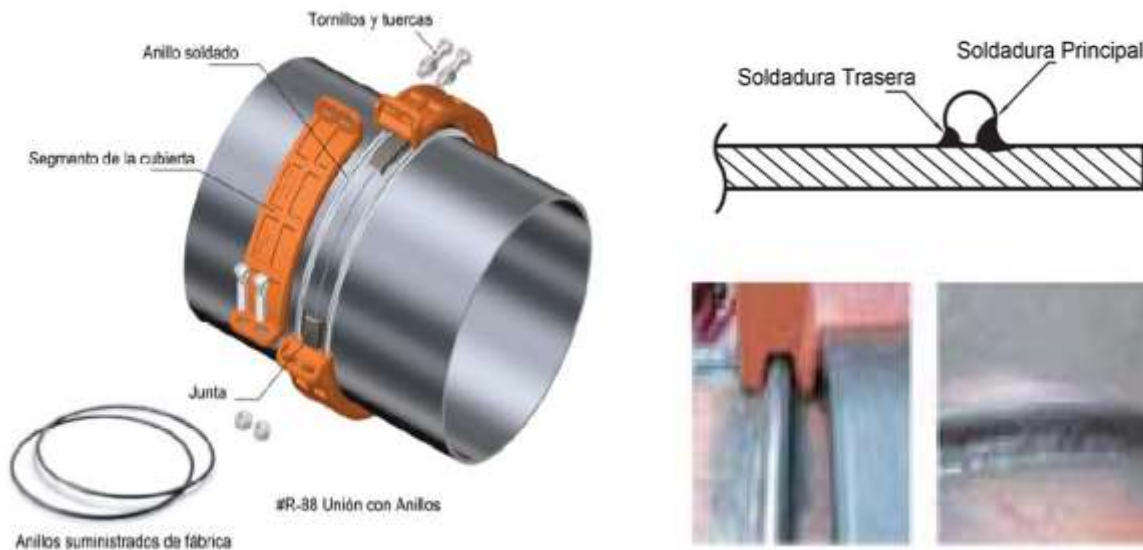
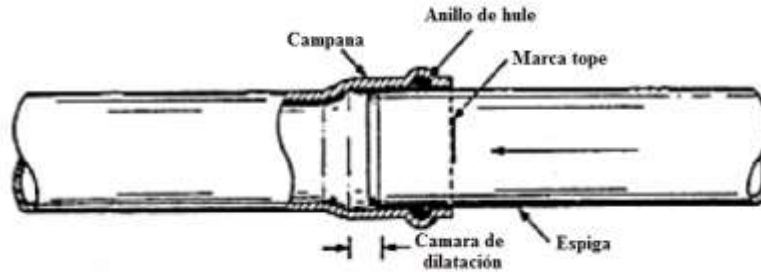


Figura 1. 18 Unión con anillos (Shurjoint) [35]

#### 1.6.2.7 Unión espiga – empaque - campana

La unión tipo espiga- empaque -campana (también conocida como Anger), la cual se estudia en el presente trabajo. Este tipo de unión, clasificada como mecánica, consta de tres elementos principales, los cuales son: la campana (casquillo o “socket” integral a la tubería), la espiga (parte a insertar), y el empaque de anillo o “gasket”. El principio de funcionamiento de esta unión es relativamente sencillo, la espiga o tubo se inserta en el casquillo (destinado para este fin), mientras que el empaque se coloca entre ambas partes para generar un sello hermético [15,16 y 18]. La Figura 1.19 ilustra esta unión. [30]

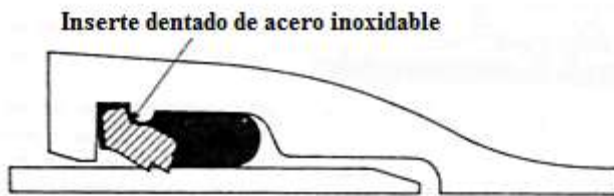


**Figura 1. 19 Unión tipo espiga - empaque - campana**

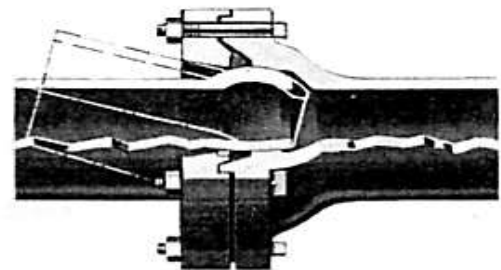
La distribución de los elementos antes mencionados, así como su geometría y material, varía dependiendo de la aplicación que se le dé a la junta, así como del tipo de tubo que se desea unir. Es debido a esto que se puede encontrar una gran variedad de uniones tipo espiga- empaque - campana, así como variaciones de ésta.

Como se puede ver en la Figura 1.19, la campana está conformada con un nicho donde se aloja el empaque (en este caso de material elastomérico) y el elemento que cumple la función de espiga, es simplemente un extremo de tubo lubricado con un pequeño bisel. Estas dos últimas características tienen la finalidad de facilitar la inserción [4,19].

El empleo de este tipo de unión también se extiende a tuberías de materiales metálicos. Como se mencionó anteriormente, la distribución de sus elementos principales difiere de un diseño a otro, y en algunos casos se auxilia de otros elementos como se puede ver en la Figura 1.20. Ejemplos de juntas que utilizan este principio son las juntas tipo Tyton (fig. 1.20), la unión de bola-casquillo (fig. 1.21), la unión Stanlock, ilustradas en la Figura 1.22 [30].



**Figura 1. 20 Unión Tyton**

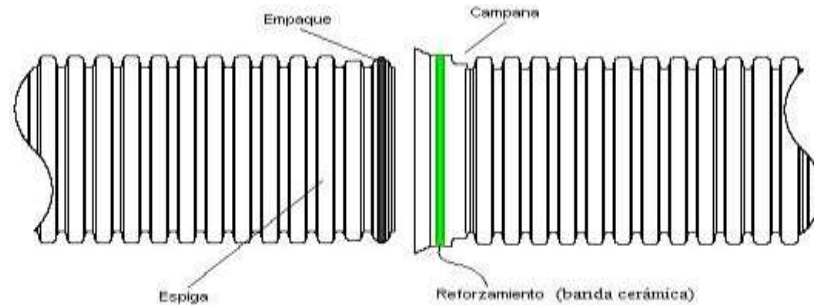


**Figura 1. 21 Unión bola - casquillo**



**Figura 1. 22 Unión Stanlock**

Para el caso de tuberías corrugadas de polietileno, el empaque se aloja en las corrugaciones de la espiga, la cual es insertada en la campana (fig. 1.23) generándose así la compresión necesaria para efectuar el sello hermético. En este caso, la unión mecánica se realiza debido a la fricción que se genera entre la campana y el empaque de anillo, cumpliendo este último con los parámetros básicos necesarios en una junta.



**Figura 1. 23 Unión tipo espiga - empaque - campana en tubería corrugada [13]**

La selección del empaque depende del tipo de trabajo que se busque en la junta, así como el tipo de fluido que será transportado. También dependerá del tipo de junta espiga-empaque - campana que sea seleccionada.

#### Ventajas

- Facilidad y rapidez de montaje
- Economía tanto en la fabricación como en la
- Instalación,
- Menor rigidez lo cual permite desplazamientos angulares y lineales relativos entre las espiga y la campana.

#### Desventajas

La principal desventaja que se encuentra en este tipo de unión es la poca hermeticidad que presentan a altas presiones o con manejo de gases y es por ello que no son recomendadas para trabajar con estas condiciones [17].

Estas ventajas y desventajas pueden cambiar según el tipo de unión, materiales, etc. Para concluir esta sección es necesario remarcar que existe una gran variedad de uniones, por lo cual se hizo una selección de las más utilizadas, las cuales muestran características generales presentes en otros tipos de juntas. Asimismo, fueron excluidos otros tipos de uniones debido a que no son de importancia para el enfoque de este trabajo.



### 1.6.3 Normas de tuberías plásticas

Existe una gran cantidad de organismos internacionales que regulan desde los materiales con que son fabricados los elementos de una tubería, hasta las condiciones de trabajo que deben cumplir mediante normas, en las cuales se especifican pruebas que deben ser realizadas y a su vez acreditadas bajo los parámetros especificados, para asegurar que el producto tenga un buen desempeño de acuerdo a los elementos normalizados. Es debido a lo anterior que una cantidad considerable de normas son utilizadas para estandarizar el uso de las tuberías. Algunos de los organismos antes mencionados se enlistan a continuación:

- ASTM (American society for testing and materials)
- ISO (International organization for standardization)
- ANSI (American national standards institute)
- CSA (Canadian standards association)
- AENOR (Asociación española de normalización y certificación)
- AASHTO (American association of state highway and transportation officials)
- NOM (Norma oficial mexicana)

Es importante mencionar a estos organismos debido a que en México se utilizan normas internacionales como parámetros de calidad, para asegurar la hermeticidad en juntas de tuberías plásticas que utilizan sellos elastoméricos, el cual es tema central de este trabajo.

#### 1.6.3.1 Norma ASTM D3212 – 96a

Esta norma lleva por título *“Especificaciones estándar en juntas para drenajes en tuberías plásticas que utilizan sellos elastoméricos flexibles”*, la cual es empleada como prueba de control de calidad, es decir, busca asegurar un buen comportamiento en los elementos que utilizan este tipo de unión antes de la instalación. El método de prueba y los requerimientos de esta norma se describen a continuación.

Se realiza un arreglo de la unión con los elementos necesarios (espiga o tubo, empaque elastomérico y campana u otro adaptador), el cual es sometido a una presión interna positiva y negativa. Los extremos libres de los elementos son sellados mediante cementado o mecánicamente, y en caso de que el fabricante lo especifique, se lubrica el sello de la junta a evaluar. El arreglo de esta prueba se muestra en la Figura 1.24.

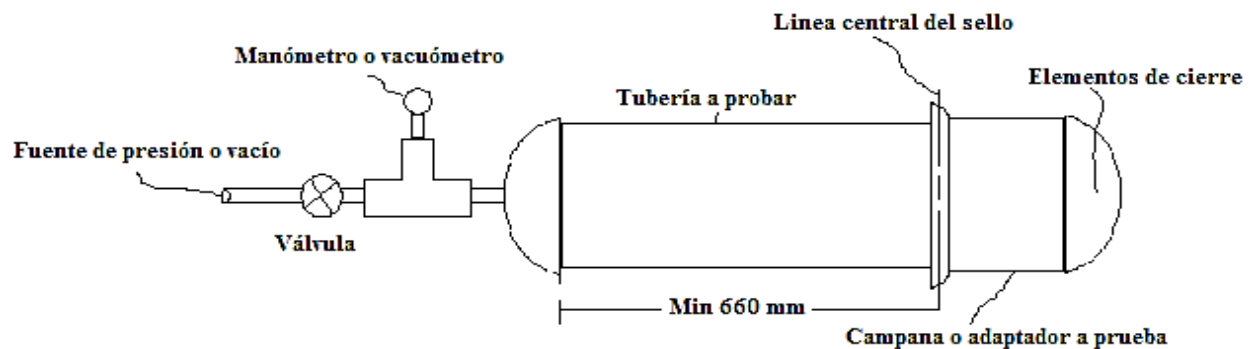


Figura 1. 24 Arreglo de prueba ASTM D3212 - 96a

Para la prueba de presión positiva, se llena el conjunto con agua y se aplica una presión de 74 kPa por un periodo de 10 min., si se presentan fugas visibles en la junta se considera como falla. Por otro lado, para la prueba de vacío, el arreglo es llenado con aire y se aplica una presión negativa de 74 kPa, la válvula es cerrada y se retira la línea que genera el vacío. Una vez hecho esto, se espera un tiempo de 10 min, para verificar fugas antes de realizar alguna otra prueba, la presión no debe variar más de 3 KPa. Cuando las condiciones de una prueba posterior son alcanzadas, se debe esperar de nuevo 10 min. , periodo durante el cual no debe haber una variación mayor de 17 KPa en la presión. Se sugiere realizar esta prueba después de la prueba de presión positiva para que el sello este asentado.

Las pruebas antes descritas se deben realizar en condiciones de alineamiento recto, así como en condiciones donde se genere el valor máximo de desalineamiento angular definido por el fabricante, cumpliéndose en ambas, los requisitos de hermeticidad antes descritos.

Otra de las pruebas que se definen en esta norma ocupa un nuevo arreglo de prueba (fig. 1.25), mediante el cual se genera una deflexión del 5 % del diámetro exterior (medida a partir de que la carga hace contacto con la parte superior de la tubería), y se realizan las pruebas de presión positiva y negativa.

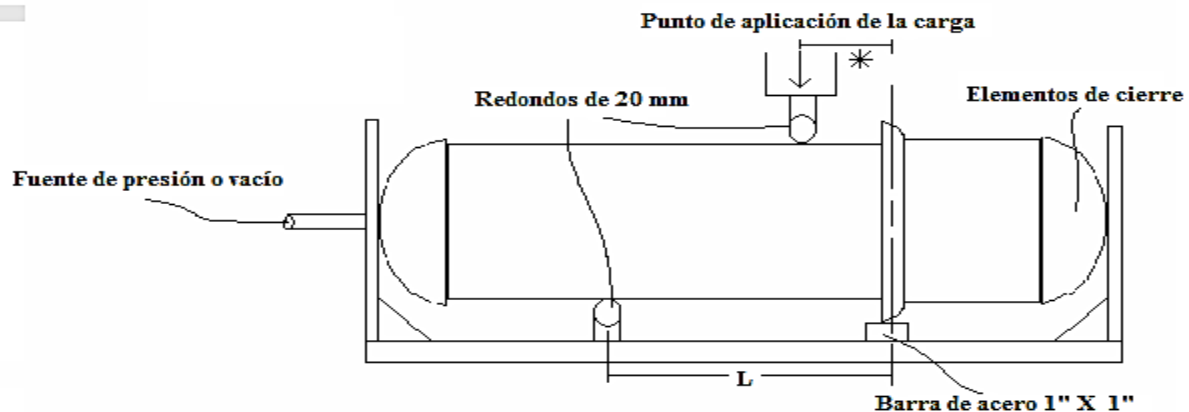


Figura 1. 25 Arreglo de prueba con deflexión ASTM D3212 - 96a

Si se presenta falla durante cualquiera de las pruebas antes mencionadas, se considera que el producto no cumple con los requerimientos de esta especificación. Es importante mencionar que la norma sugiere que las pruebas sean realizadas de manera alternativa, pero no es un requisito para considerar el resultado satisfactorio.

### 1.6.3.2 Norma UNE – EN 1277

Esta norma lleva por título, “Sistemas de canalización en materiales plásticos, sistemas de canalización termoplástica para aplicaciones enterradas sin presión y métodos de ensayo de estanquidad de las uniones con junta de estanquidad elastómera”, tiene como objetivo describir tres métodos de ensayo de presión para la comprobación de la hermeticidad de la unión con junta con empaque elastomérico para los sistemas de canalización termoplástica enterrados sin presión.

1.- Se monta una probeta (fig. 1.26) constituida por tubos y/o accesorios con sus extremos cerrados en el aparato de sujeción y se somete a una presión inicial específica negativa de aire  $p_1$  de forma gradual durante un periodo de tiempo de 5 min,  $p_1$  debe de ser  $-0.3 \text{ bar} \pm 5\%$ , se mantiene la presión negativa durante un periodo no inferior a 5 min con el fin que se establezca la probeta.

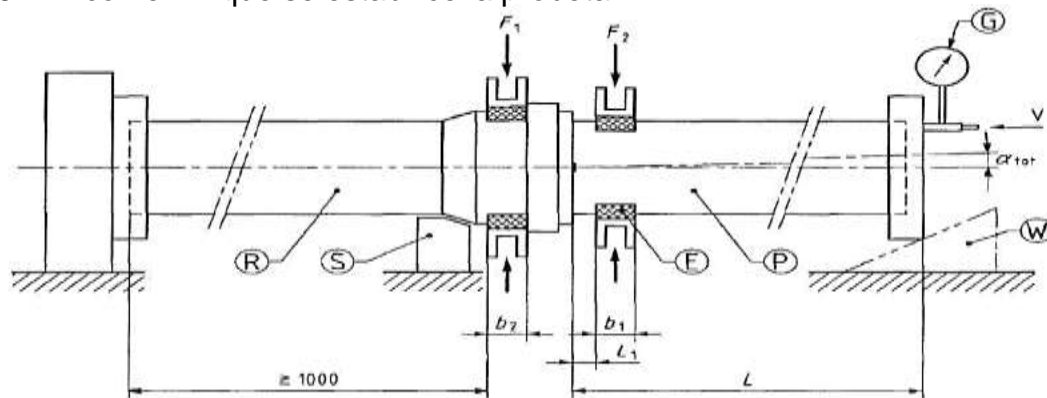


Figura 1. 26 Aparato tipo para el ensayo en condición de deformación diametral y desviación angular

Dónde:

- G** Vacuómetro o manómetro
- E** Placa elíptica (cuando proceda)
- W** Soporte regulable
- P** Tubo o accesorio con extremo macho
- $\alpha_{tot}$**  Desviación angular aplicada
- $b_1$**  Anchura de la placa ( $b_1 = 100 \text{ mm}$  para  $d_e \leq 710 \text{ mm}$ ,  $b_1 = 150 \text{ mm}$  para  $710 \text{ mm} \leq d_e \leq 710 \text{ mm}$  y  $b_1 = 200 \text{ mm}$  para  $d_e > 1000 \text{ mm}$ )
- $b_2$**  Anchura de la placa ( $b_2 = 30 \text{ mm}$  para  $d_e \leq 110 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 40 \text{ mm}$  para  $110 \text{ mm} \leq d_e \leq 315 \text{ mm}$  y  $b_2 = 60 \text{ mm}$  para  $d_e > 315 \text{ mm}$ )
- L** Longitud del tubo o accesorio con extremo macho, con  $L \geq d_e$  o  $L \geq 1000$ , tomando el valor superior, en milímetros.

|                      |  |
|----------------------|--|
| <b>L1</b>            | Distancia entre la entrada de la embocadura y la placa |
| <b>R</b>             | Tubo o accesorio con embocadura                        |
| <b>S</b>             | Apoyo de la embocadura                                 |
| <b>F1, F2</b>        | Fuerzas aplicadas                                      |
| <b>V</b>             | Conexión a la fuente de presión                        |
| <b>L1</b>            | Distancia entre la entrada de la embocadura y la placa |
| <b>d<sub>e</sub></b> | Diámetro exterior                                      |

Se cierra la conexión entre la probeta y la fuente de presión negativa. Se mide y se registra la presión interna negativa. Después de 15 min se mide y se registra la presión interna negativa otra vez. Se calcula la pérdida del vacío parcial y se registra si ha superado o no el porcentaje especificado de  $p_1$ , el porcentaje debe ser del 10 %.

2.- Cuando proceda, se llena completamente la probeta de agua y se expulsa el aire interior. Para comprobar estabilización de la temperatura, se deja durante al menos 5 min para los tubos de diámetro nominal  $dn$ , inferior a 400 mm y por lo menos 15 min para los tubos de diámetros superiores, se aumenta gradualmente la presión hidrostática durante un periodo de tiempo de por lo menos 5 min, hasta la presión de ensayo especificada  $p_2$ , y se mantiene esta presión durante por lo menos 15 min, se revisa y se anota cualquier fuga que se produzca en la probeta.  $P_2$  debe ser  $0.05 \text{ bar} \pm 10 \%$

3.- Cuando proceda, se aumenta gradualmente la presión hidrostática durante un periodo de, por lo menos 5 min, hasta la presión de ensayo especificada  $p_3$ , y se mantiene esta presión durante por lo menos 15 min, se revisa y se anota cualquier fuga que se produzca en la probeta,  $p_3$  debe estar comprendida entre 0.5 bar y  $(0.5 \text{ bar} + 10\%)$

Se podrá realizar nuevamente la prueba después de un periodo de reposo apropiado, que en el caso de litigio debe ser por lo menos de 24 h.

Durante el ensayo la unión debe ser sometida a unas deformaciones diametrales y desviaciones angulares. La norma de referencia relativa a un producto debe especificar las presiones de ensayo y las condiciones de deformación que se deben de aplicar.

### **1.6.3.3 Norma NMX – E – 205 – CNCP – 2005**

Esta norma lleva por título, *“Industria del plástico - hermeticidad del acoplamiento espiga – campana en tubería – método de ensayo”*. Esta Norma Mexicana establece el método de ensayo para verificar la ausencia de fugas de agua en las uniones de los sistemas de tuberías plásticas, con junta hermética de material elastomérico.

Este método de ensayo se emplea para evaluar la hermeticidad de las juntas de material elastomérico utilizados en sistemas de tuberías plásticas bajo condiciones de presión, vacío y deflexión, con la finalidad de simular o reproducir las condiciones de trabajo a que puede estar expuesta la unión.

Un espécimen de tubería consistente en: un tramo de espiga, un tramo con campana y un empaque de material elastomérico; la longitud de los tramos debe ser tal que una vez ensamblada y montada en el equipo de ensayo la distancia libre entre la tapa que sujeta la espiga y el centro del nicho de la campana sea como mínimo 660 mm como se muestra en la fig. 1. 27.

Colocar el empaque dentro del nicho de la campana, si este no es integrado.

Aplicar lubricante en el empaque y en la espiga y acoplar la espiga y la campana, tal como se muestra en la figura 1.27.

Es conveniente seleccionar y aplicar el lubricante de acuerdo con las recomendaciones del fabricante.

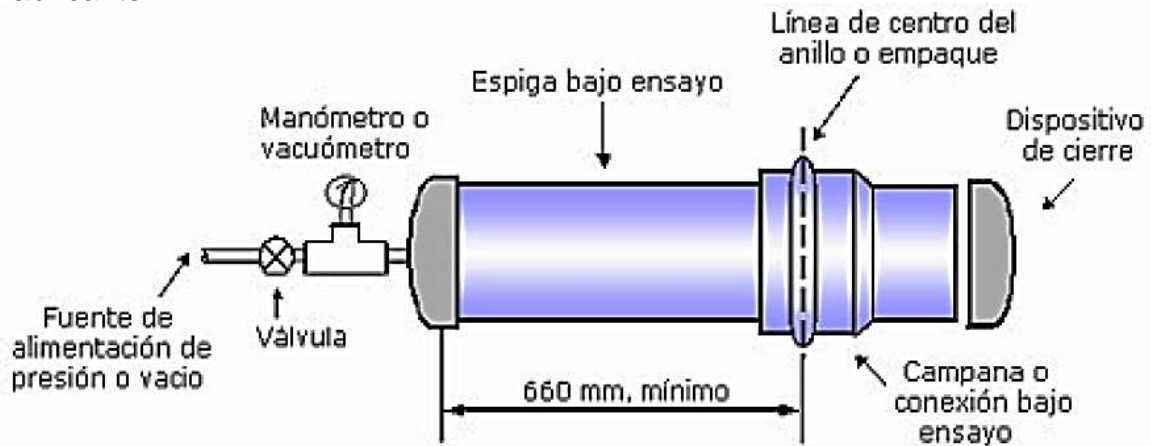


Figura 1. 27 Acoplamiento del espécimen

Sellar los extremos usando tapas plásticas cementadas ó dispositivos de sello mecánico. Realizar los ensayos de presión y vacío, como se describe en **a)** y **b)** mas adelante, sin perder la alineación del espécimen ensamblado.

Deflectar la unión a un ángulo de acuerdo con la tabla 1. Con la junta deflectada, nuevamente realizar los ensayos de vacío y presión como se describe en **a)** y **b)** más adelante.

| Diámetro Nominal | Angulo de deflexión, en grados |
|------------------|--------------------------------|
| ≤ 315            | 2                              |
| > 315 a ≤ 630    | 1.5                            |
| > 630            | 1                              |

Usando el dispositivo de ensayo mostrado en la fig. 1.28, y el espécimen alineado, accionado el dispositivo de carga, disminuir el diámetro del tubo, un 5 % de su diámetro exterior original como mínimo, a menos que la norma de producto indique otra cosa. Iniciar la medición de la deflexión cuando el dispositivo de carga este en contacto con la parte superior del tubo. Mantener esta posición y realizar los ensayos descritos en **a)** y **b)**

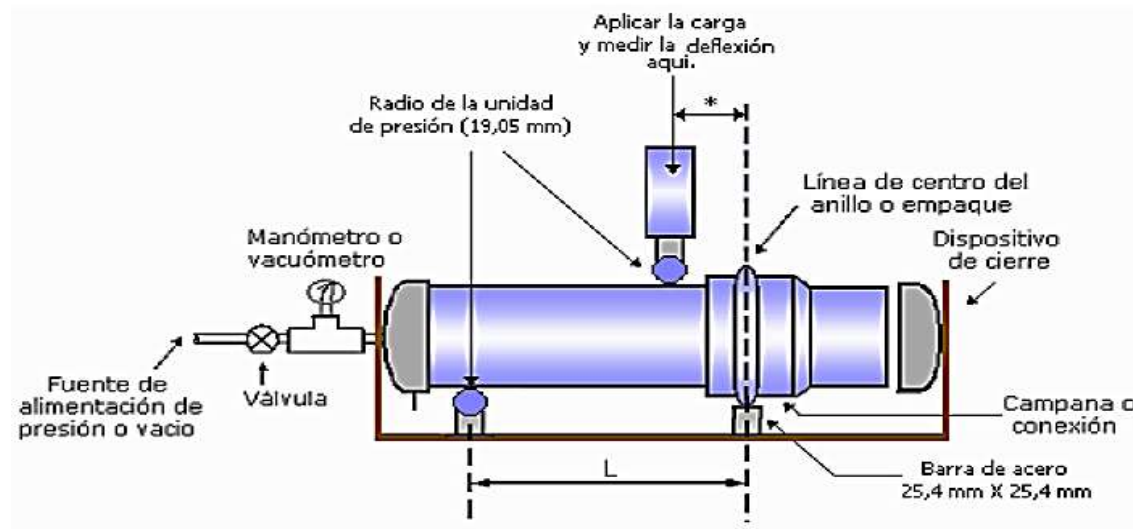


Figura 1. 28 Ensayo de deflexión

**a)** Ensayo de presión interna

Llenar el espécimen ensamblado con agua. El dispositivo de ensayo debe estar provisto de atraques externos para evitar la separación de las uniones bajo presión. Aplicar una presión de 0,074 MPa (0,75 kgf/cm<sup>2</sup>) por 10 min. Las fugas visibles en la unión se consideran falla.

**b)** Ensayo de vacío

Si es realizada después del ensayo de presión se debe revisar nuevamente la colocación del empaque. Llenar el espécimen ensamblado con aire únicamente, aplicar un vacío de 0,074 MPa (0,75 kgf/cm<sup>2</sup>). Cerrar la válvula y retirar la línea de vacío, permitiendo que el espécimen ensamblado permanezca por 10 min para verificar la fugas, antes del ensayo. La presión interna no debe cambiar por más de 0,003 MPa (0,03 kgf/cm<sup>2</sup>). Realizar el ensayo requerido, anotando la presión interna después de alcanzar las condiciones de ensayo y mantenerla por 10 min.

Puede resultar más fácil realizar el ensayo de presión seguido del ensayo de vacío preferentemente que alternarlas.

# Capítulo 2:

Análisis analítico del comportamiento mecánico  
de una junta espiga – empaque – campana

## Capítulo 2. Análisis del comportamiento mecánico de una junta tipo espiga – empaque – campana

Como se explicó en el capítulo 1, los distintos tipos de unión funcionan de distintas maneras pero su finalidad es la de dar continuidad al flujo que conducen y evitar fugas. Asimismo, se vio que para cumplir con lo anterior, cada tipo de unión utiliza distintos elementos así como diferentes arreglos de estos, sin embargo, en la literatura consultada, muchos de los parámetros de diseño para cada tipo de unión son omitidos.

Esto es debido probablemente a diversos factores; algunos de tales parámetros son presentados de manera implícita o, estos son omitidos por los diseñadores para proteger su obra. Es por lo anterior que muchos parámetros importantes del diseño tienen que ser inferidos, ya que la modificación de cualquiera de ellos, afectará la eficiencia de la junta.

El efecto que se presenta en las uniones tipo espiga-empaque-campana. Como se recordará, este tipo de unión tiene como principales elementos la campana, la espiga y el empaque, el cual se coloca entre los otros dos elementos que generan la acción mecánica que lo comprimen (fig. 2.1), generando una interferencia mecánica y por lo tanto la hermeticidad. Se puede notar que la presión ejercida sobre el empaque depende de la geometría de la espiga, de la campana, y de los materiales con que estos dos últimos son fabricados ya que, como está bien establecido, los materiales termoplásticos (utilizados en tuberías plásticas) tienen bajos módulos de elasticidad lo cual se traduce en mayores deformaciones. Son estos parámetros y otros existentes en este tipo de unión los que se describen y analizan en el presente trabajo, ya que, mediante la manipulación de éstos se puede modificar la eficiencia de la junta.

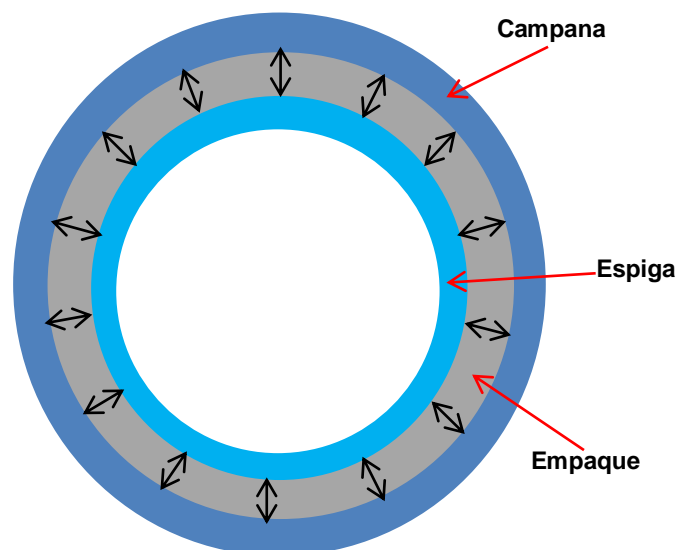


Figura 2. 1 Configuración de la junta espiga - empaque - campana



## 2.1 Análisis de la rigidez de anillo

Existe una gran cantidad de estudios que muestran que la determinación de la presión externa actuando sobre los tubos confinados por la tierra es el primer aspecto que debe ser tratado en el diseño de un tubo para drenaje [1,2]. Los modelos propuestos consideran distribuciones de presiones. Por otro lado, se asocia a la determinación de la presión externa aplicada sobre el tubo, el cambio geométrico que presentará un tubo debido a dicha presión.

Como se describió en el capítulo 1, la rigidez de anillo es un parámetro que permite determinar la capacidad de resistir cargas del tubo ya sea durante, el manejo, la instalación o bien durante el servicio. En general un tubo cuya rigidez de anillo es baja puede trabajar convenientemente a grandes profundidades pero durante su instalación debe lograrse un confinamiento tal que durante el servicio la transmisión de carga sea muy pequeña o prácticamente nula, la ecuación que nos permite evaluar este parámetro está dado por la ecuación 1.2), la cual a su vez depende de varios elementos.

Como se vio anteriormente, los esfuerzos que se generan en la pared interna de las tuberías que se encuentran confinadas son predominantemente de compresión, cuando se genera un cambio geométrico tal que se presenta una forma elíptica en el tubo, partiendo de este principio, los perfiles de la tubería se analizan con teoría de pandeo (fig. 2.2 a), el cual se asocia a la aparición de una inestabilidad en una región localizada (fig. 2.2 b).

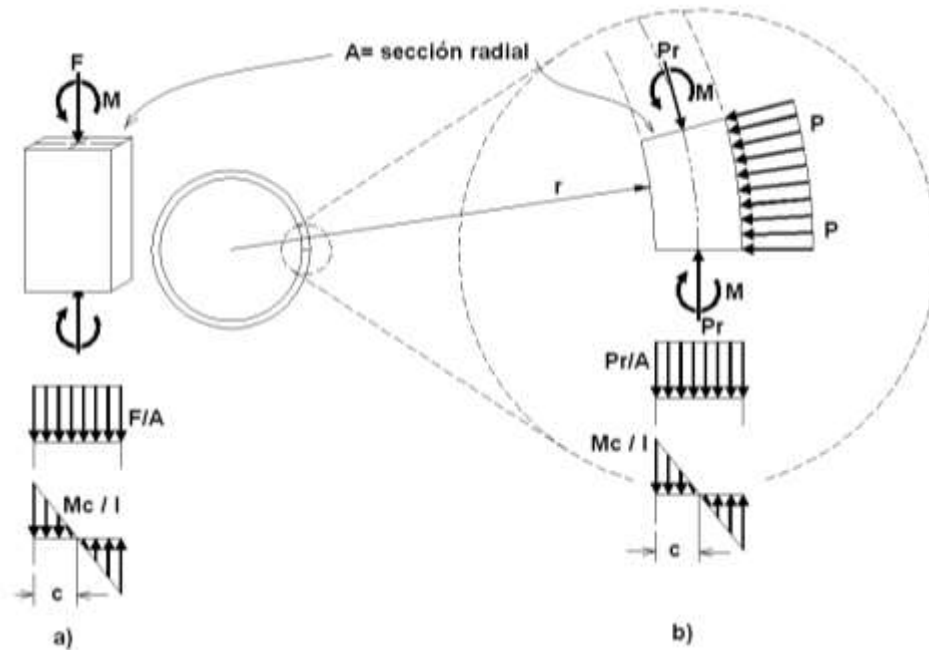


Figura 2. 2 Diagrama que muestra a) una columna sujeta a carga de tensión y un momento flector y b) una analogía entre las fuerzas presentes en un aro sujeta a una carga externa.

En los análisis consultados sobre modelos de aros se reporta que dicha inestabilidad aparece cuando en alguna región de la pared se generan momentos flexionantes de gran magnitud [2]. Dicha condición se presenta generalmente, cuando se presenta una disminución de la presión externa en la cercanía de dicha región. Cabe mencionar que también puede presentarse el pandeo de la pared del tubo cuando, debido a una carga excesiva sobre el mismo, se sobrepasa el valor crítico de pandeo de la sección, por lo que debe tomarse en cuenta un valor crítico de presión que puede ser aplicado al tubo. Para calcular la llamada presión crítica de pandeo existen ecuaciones como la de Moser la cual considera que la presión externa, debida al confinamiento del tubo, es constante.

Es importante destacar que además del análisis de la distribución de presión externa actuando sobre un aro, es preciso considerar que la tubería tiene una longitud a lo largo de la cual puede presentarse el caso de que la presión no es constante debido también a un confinamiento inadecuado, el cual no será considerado en el presente trabajo.

Según la teoría de estabilidad, existe una carga crítica de pandeo para columnas largas con sección transversal constante la cual tiene tres formas conocidas que dependen del tipo de apoyos. Las ecuaciones de los tres casos típicos son los que se muestran en la Tabla 2.1.

| Apoyos                | Ecuación para la carga crítica      |
|-----------------------|-------------------------------------|
| Doblemente articulado | $P_e = \frac{\pi^2 E I}{L^2}$       |
| Mixto                 | $P_e = \frac{2.046 \pi^2 E I}{L^2}$ |
| Doblemente empotrado  | $P_e = \frac{4 \pi^2 E I}{L^2}$     |

Dónde:

$P_e$  Es la carga crítica de pandeo

$E$  Es el módulo de elasticidad del material

$I$  Es el momento de inercia del área transversal

$L$  Es la longitud efectiva de la columna

Como se puede apreciar en la tabla 2.1, tomando en cuenta los tres casos, se puede obtener una forma general de la carga crítica de pandeo, la cual puede expresarse con la ecuación 2.1).

$$P_e = k \frac{\pi^2 E I}{L^2} \quad (2.1)$$

El valor de  $k$  de la expresión general depende del tipo de apoyos. Considerando lo anterior, se puede inferir que la carga crítica de pandeo para un tubo sometido a una carga variará de forma directamente proporcional al módulo elástico y al momento de inercia. Por otro lado, es posible relacionar la rigidez del elemento con la carga crítica de pandeo la cual para el caso de la columna doblemente articulada, que es análoga al tubo sometido a carga, está dado por la ecuación 2.2.

$$P_e = \frac{\pi^2 E I L}{L^3} = \pi^2 R L \quad (2.2)$$

$$R = \frac{E I}{L^3} \quad (2.3)$$

Donde

$R$  Es la rigidez de la columna

Haciendo una analogía con el caso de un anillo circular, se puede decir que la carga crítica será mayor en la medida en que la rigidez del elemento incremente o viceversa, por lo tanto, se puede observar de la expresión 2.3 que la rigidez de anillo es directamente proporcional al momento de inercia de área, de la sección transversal de la columna.

El momento de inercia se define como la distribución de área perpendicular a un eje en específico, es por esto que este aumentara o disminuirá de acuerdo a las dimensiones que tenga el área transversal.

Si se considera el perfil de una tubería corrugada mostrado en la figura 2.3, en la región de la espiga la altura y el ancho de las corrugaciones es menor que el del resto del tubo lo que provoca que la rigidez de anillo sea menor en dicha región. O bien, si se considera un anillo circular, el momento de inercia se verá incrementado o viceversa de acuerdo al grosor de pared del mismo.



**Figura 2.3** Región donde se aprecia que la altura de las últimas tres corrugaciones de la espiga es menor que las del resto del tubo [12]

## 2.2 Efecto de la presión interna

Como se mencionó en el capítulo 1, las tuberías pueden ser utilizadas en diferentes aplicaciones, las cuales determinan las condiciones de trabajo a las que estarán sometidas. Las uniones tipo espiga-empaque-campana son utilizadas en condiciones de trabajo por gravedad en las cuales, como su nombre lo indica, el fluido que conducen es transportado sin necesidad de bombeo. Sin embargo, las normas vistas en el capítulo anterior aplicadas a este tipo de unión definen pruebas en las cuales se generan condiciones de presión interna, por lo que es importante recordar que en la definición de trabajo por gravedad se menciona que el fluido que conducen no genera presión interna constante, ya que, como es de suponerse, ciertas condiciones pueden generar presión en la tubería. Un ejemplo de esto es cuando las tuberías trabajan a su máxima capacidad lo cual genera columnas de agua en los pozos de visita, dándose así condiciones de presión interna.

Por otro lado, las condiciones que se generan por efecto de la presión interna en un cilindro ya están bien establecidas, y se describen en el estudio de un *cilindro sometido a presión interna* (el cual es un caso particular del *análisis de cascarones asimétricos sometidos a presión uniforme*) [20]; debido al objetivo de estudio del presente trabajo, nos interesa analizar el comportamiento mecánico de los elementos que componen la junta y la interacción que existe entre ellos. Tanto la espiga como la campana, elementos que conforman la junta están sometidos tanto a presión interna como a presión externa, es decir, la campana está bajo el efecto de la presión externa que genera el medio de confinamiento y de la presión interna que el empaque induce en la cara interna al expandirse; la espiga está sometida a la presión interna que genera el fluido que conduce la tubería y a la presión externa que produce el empaque sobre la periferia al expandirse.

Debido a lo anterior este modelo no es aplicable para nuestro caso, ya que se requiere conocer los esfuerzos y los desplazamientos de un anillo sometido a presión interna y externa, el cual ha sido resuelto de manera analítica en teoría de la elasticidad, empleando función de Airy. El caso estudiado en teoría de la elasticidad para un *anillo circular sometido a presión interna y externa* [38] considera un cilindro hueco mostrado en la figura 2.4, el cual está sujeto a presión interna  $p_i$  y a una presión externa  $p_0$ . El radio interno y externo del cilindro esta denotado como  $a$  y  $b$ , respectivamente.

Como estado previo, el primer paso en la solución de un problema de elasticidad, después de que la geometría del cuerpo ha sido definida, es establecer condiciones de frontera. Para el problema bajo estas condiciones pueden ser listadas las expresiones 2.4 a), b), c), d), e), f).

$$\sigma_{rr} = -p_i \quad 2.4 \text{ a)} \quad \tau_{r\theta} = 0 \quad 2.4 \text{ b)} \quad r = a \quad 2.4 \text{ c)}$$

$$\sigma_{rr} = -p_0 \quad 2.4 \text{ d)} \quad \tau_{r\theta} = 0 \quad 2.4 \text{ e)} \quad r = b \quad 2.4 \text{ f)}$$

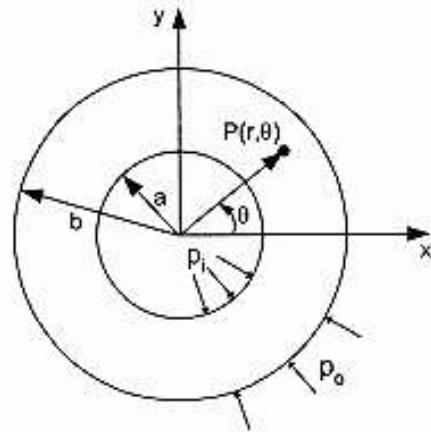


Figura 2. 4 Anillo sometido a presión interna y externa [38]

Una inspección de las condiciones de frontera indican que son independientes de  $\theta$ ; por lo tanto las cuatro funciones de esfuerzo  $\phi^{(0)}$ ,  $\phi^{(1)}$ ,  $\phi^{(n)}$  y  $\phi^{(*)}$ , deben ser inspeccionadas para determinar cuál función proveerá un campo de esfuerzos independientes de  $\theta$ . La función de esfuerzo  $\phi^{(0)}$ , esta dada por la ecuación 2.5), los campos de esfuerzos que satisfacen esta condición, están dados por las expresiones 2.6), 2.7), y 2.8)

$$\phi^{(0)}(r) = a_0 + b_0 \ln r + c_0 r^2 + d_0 r^2 \ln r \quad 2.5)$$

$$\sigma_{rr} = \left(\frac{b_0}{r^2}\right) + 2c_0 + d_0(1 + 2 \ln r) \quad 2.6)$$

$$\sigma_{rr} = -\left(\frac{b_0}{r^2}\right) + 2c_0 + d_0(3 + 2 \ln r) \quad 2.7)$$

$$\tau_{r\theta} = 0 \quad 2.8)$$

Las ecuaciones 2.6), 2.7), y 2.8) proporcionaran la solución deseada para el problema si las constantes  $b_0$ ,  $c_0$  y  $d_0$  se pueden determinar de manera que se satisfagan las condiciones de frontera dadas en las ecuaciones 2.4 a), b) c), d), e) f).

La inspección de las ecuaciones 2.5), 2.6), y 2.7) indica que la condición  $\tau_{r\theta} = 0$  en todo el cuerpo satisface parte de las condiciones de frontera. De acuerdo a consideraciones simétricas podemos asumir que  $\mu_r$  y  $\mu_\theta$  deberán ser independientes de  $\theta$ . Esta condición se puede satisfacer solo si  $d_0 = 0$  en la ecuación 2.9) y 2.10)

$$\mu_\theta = \left(\frac{1}{E}\right) (4 d_0 r \theta) - \alpha_1 r - \alpha_2 \sin \theta + \cos \theta \quad 2.9)$$

$$\mu_r = \left(\frac{1}{E}\right) \left[ -(1 + \nu) \left(\frac{b_0}{r}\right) + 2(1 - \nu) c_0 r + 2(1 - \nu) d_0 r \ln r - (1 + \nu) d_0 r \right] + \alpha_2 \cos \theta + \alpha_3 \sin \theta \quad (2.10)$$

Las dos constantes restantes  $b_0$  y  $c_0$  pueden ser evaluadas usando las condiciones de frontera restantes de las ecuaciones 2.4 a), b), c), d), e), f), obteniendo así las expresiones 2.11) y 2.12).

$$\sigma_{rr} = -p_i = \frac{b_0}{a^2} + 2c_0 \quad (2.11)$$

$$\sigma_{rr} = -p_0 = \frac{b_0}{b^2} + 2c_0 \quad (2.12)$$

Resolviendo las ecuaciones 2.11) y 2.12) para  $b_0$  y  $c_0$  se obtienen las expresiones 2.13) y 2.14).

$$b_0 = \frac{a^2 b^2 (p_0 - p_i)}{b^2 - a^2} \quad (2.13)$$

$$c_0 = \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{2(b^2 - a^2)} \quad (2.14)$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones 2.5), 2.6), 2.7), 2.9) y 2.10) se obtiene la solución requerida.

$$\sigma_{rr} = \frac{a^2 b^2 (p_0 - p_i)}{(b^2 - a^2) r^2} + \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{(b^2 - a^2)} \quad (2.16)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = -\frac{a^2 b^2 (p_0 - p_i)}{(b^2 - a^2) r^2} + \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{(b^2 - a^2)} \quad (2.17)$$

$$\tau_{r\theta} = 0 \quad (2.18)$$

$$\mu_r = \frac{1}{E} \left[ -(1 + \nu) \frac{a^2 b^2 (p_0 - p_i)}{(b^2 - a^2) r} + (1 - \nu) \frac{a^2 p_i - b^2 p_0}{(b^2 - a^2)} r \right] \quad (2.19)$$

$$\mu_\theta = 0 \quad (2.20)$$

Dónde:

$E$  módulo de elasticidad del material.  
 $a, b, r$  dimensiones del cilindro.

Las ecuaciones 2.15), 2.16), 2.17), 2.18), 2.19) y 2.20) proporcionan los esfuerzos y los desplazamientos en el punto  $P(r, \theta)$  en el cilindro si las dos presiones, los radios y las constantes son conocidas, estas serán utilizadas posteriormente para la obtención del modelo matemático que describe el comportamiento mecánico de la junta.

### 2.3 Efecto del empaque

Antes de explicar el efecto que el empaque tiene en la junta tipo espiga-empaque-campana, es importante mencionar que existen distintas maneras de distribuir los elementos en este tipo de unión, lo que varía el comportamiento que tiene cada elemento que conforma la junta. En tuberías de PVC, la unión espiga – empaque – campana tiene una distribución en la cual el empaque se aloja en la campana, mientras que en tuberías de polietileno, el sello mecánico se coloca en la espiga, siendo este último el analizado en este trabajo de tesis. Esto se esquematiza en la figura 2.5.

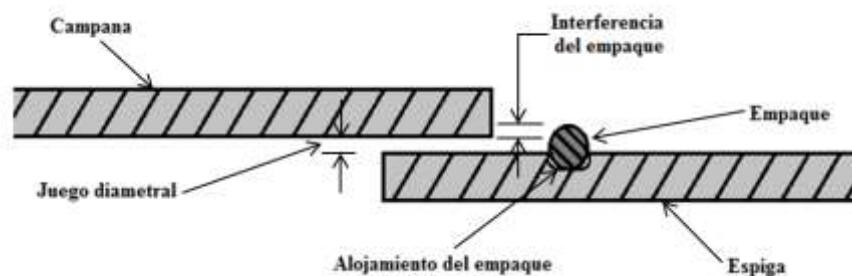


Figura 2. 5 Esquema de la junta espiga – empaque – campana antes de ser acoplada

Con esta última distribución, se puede inferir que la introducción del empaque (montado sobre la espiga) generará desplazamientos y carga en la campana y en la espiga debido a la interferencia mecánica que existe (expansión y compresión diametral respectivamente). A su vez, esta interferencia del empaque deberá comprimirse dándose así, las condiciones de hermeticidad y produciéndose presiones localizadas en los dos elementos, que lo confinan.

Como se reporta en la literatura un fenómeno conocido como tubería larga de pared delgada sometida a compresión radial uniforme [20]. En éste se generan condiciones equivalentes de desplazamiento a las que se presentan en el acoplamiento de la junta espiga- empaque – campana. De acuerdo a este análisis, por las condiciones de presión localizada, se generan momentos flexionantes y fuerzas de corte, lo cual determina la naturaleza del desplazamiento. Este fenómeno es un caso particular de flexión en cilindros de pared delgada sometidos a cargas axisimétricas. Tomando como referencia la información anterior se puede inferir que al modificarse la interacción del empaque con la campana y la espiga se alterará la eficiencia de la junta.

## 2.4 Transmisión de carga a través de un cuerpo elástico

Se considera como un problema de transmisión de carga a través de un medio elástico a aquel que se describe de forma general en la figura 2.6. Como se puede ver en dicha figura, la carga externa  $f(x)$  es aplicada al cuerpo elástico A, cuyas propiedades mecánicas son  $E_1$  y  $\nu_1$ , el cual la transmite al cuerpo B cuyas propiedades elásticas son:  $E_2, \nu_2$ .

Desde el punto de vista de la mecánica de sólidos, el problema consiste en determinar los campos de desplazamientos, deformaciones y esfuerzos en cada uno de los cuerpos conociendo la carga  $f(x)$  aplicada en la frontera del cuerpo A y las propiedades de ambos materiales es decir:  $E_1, E_2, \nu_1, \nu_2$ . La principal complicación consiste en la determinación de las condiciones en la frontera común a ambos cuerpos ya que constituyen:

- a) La carga sobre el cuerpo B transmitida a través del cuerpo A
- b) la reacción del cuerpo B sobre el cuerpo A que, por ser un cuerpo elástico, depende de la deflexión.

Cabe destacar que en la frontera común entre ambos cuerpos pueden generarse esfuerzos de fricción.

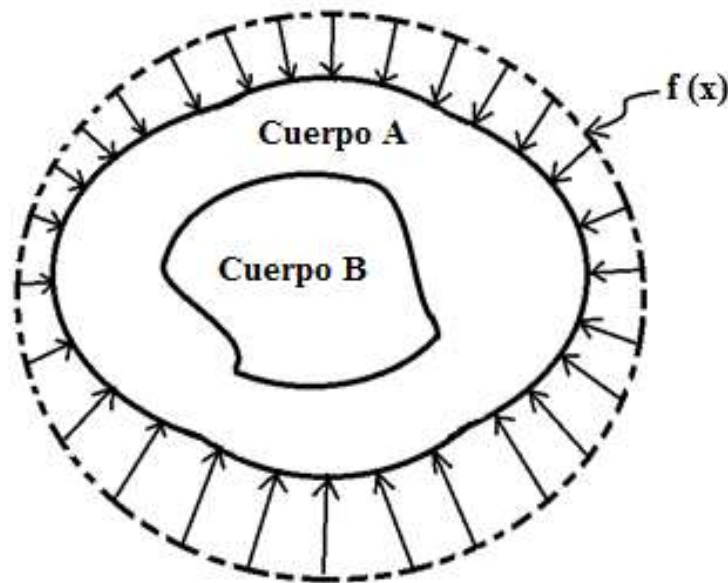


Figura 2. 6 Diagrama genérico que representa un problema de transmisión de carga a través de un medio elástico.



## 2.5 Análisis del comportamiento del empaque entre dos secciones rectas.

Como se mencionó anteriormente la interacción del empaque entre los dos elementos que lo confinan (espiga y campana) es un parámetro muy importante que debe ser analizado con detenimiento, pues es este el que genera las presiones y deflexiones en los elementos que conforman la junta y a su vez es el que garantiza la hermeticidad de la misma.

Si se considera que tanto la espiga como la campana de tuberías plásticas son polímeros, los cuales se consideran materiales elásticos y el empaque también es un polímero, entonces se está ante un caso de *transmisión de carga a través de cuerpos elásticos*. Para analizar el comportamiento del empaque entre las dos secciones, se propone considerar primeramente a la campana como rígida, es decir, que no sufre deflexión alguna y a la espiga y al empaque como materiales elásticos, esta configuración puede ser asemejada a un caso simple de una viga en cantiléver sujeta a una fuerza generada por la acción de un resorte en su extremo libre.

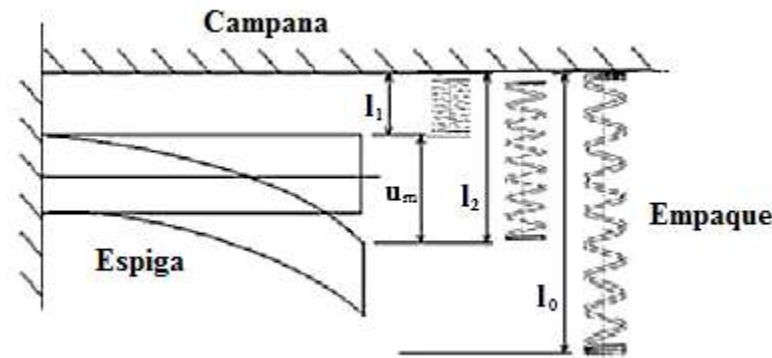


Figura 2. 7 Diagrama esquemático de una viga en cantiléver sometida a una carga proveniente de un resorte

En el análisis (fig. 2.7), se considera a la espiga como una viga en cantiléver, a la campana como empotramiento y al empaque como un resorte. El resorte con una longitud  $l_0$  debe ser comprimido hasta alcanzar una longitud  $l_1$ , longitud suficiente para ser introducido entre el empotramiento superior y la viga, como la viga es un medio elástico, sufrirá una deflexión. De acuerdo a la teoría de mecánica de sólidos [10] la deflexión de la viga se calcula empleando la fórmula (2.21).

$$u_m = \frac{F l^3}{3 E I} \quad (2.21)$$

Dónde:

$u_m$  Deflexión de la viga

$F$  Fuerza aplicada por el resorte

$l$  Longitud de la viga

$I$  Momento de inercia del área transversal de la viga

$E$  Modulo de elasticidad del material

De la figura 2.7 se definen las relaciones (2.22) y (2.23)

$$l_0 - l_2 = x \quad (2.22)$$

$$l_2 = l_1 + u_m \quad (2.23)$$

De acuerdo a la ley de Hooke, la fuerza aplicada por el resorte sobre la viga se calcula con la formula (2.24).

$$F = K x \quad (2.24)$$

Dónde:

$K$  Constante de rigidez del resorte

$x$  Desplazamiento del resorte

Sustituyendo las expresiones (2.22) y (2.23) en (2.24) se obtiene la expresión (2.25)

$$F = K [l_0 - (l_1 + u_m)] \quad (2.25)$$

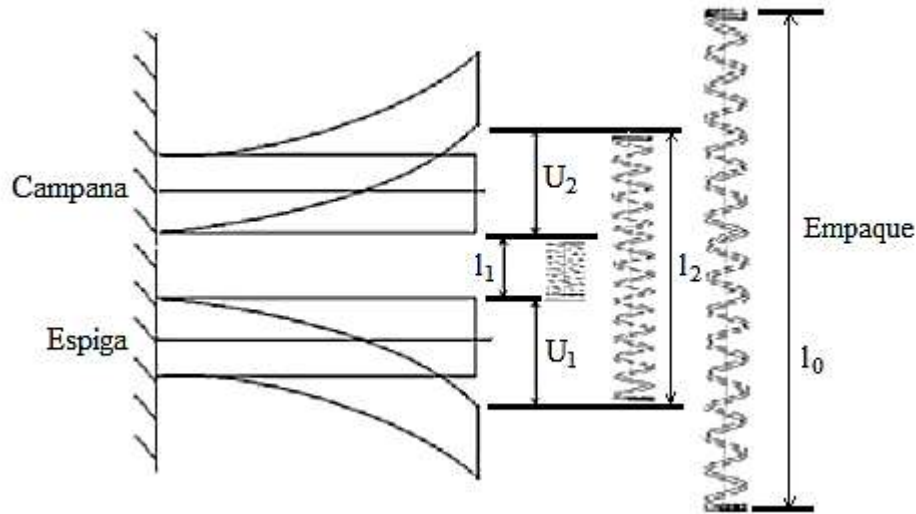
Las expresiones (2.21) y (2.25), forman un sistema de ecuaciones que pueden ser resueltas para  $F$  y  $u_m$ , es decir para obtener la deflexión y la fuerza inducida por el resorte, obteniéndose así (2.26) y (2.27).

$$u_m = \frac{l^3 K (l_0 - l_1)}{3 E I + K l^3} \quad (2.26)$$

$$F = \frac{3 E I K (l_0 - l_1)}{3 E I + l^3 K} \quad (2.27)$$

Las expresiones (2.26) y (2.27), son aplicables para un caso donde interactúan dos elementos elásticos; la campana como se mencionó anteriormente se consideró como rígida y no sufría deflexión, pero para asemejar a nuestro problema de estudio es necesario considerarla también como cuerpo elástico, no obstante es posible incluirla y aplicar la misma metodología.

En la figura 2.8, se muestra esquemáticamente la configuración de los elementos que forman la junta considerando a la espiga y a la campana como vigas en cantiléver y al empaque como un resorte. El resorte con una longitud  $l_0$  debe ser comprimido hasta alcanzar una longitud  $l_1$ , longitud suficiente para ser introducido entre las dos vigas en cantiléver, como las vigas son medios elásticos, sufrirán una deflexión y llegaran a un equilibrio entre los tres elementos.



**Figura 2. 8 Diagrama esquemático de dos vigas en cantiléver sometidas a una carga proveniente de un resorte**

De igual manera que la expresión (2.21), se calculan las deflexiones de las vigas siendo estas las ecuaciones (2.28) y (2.29).

$$u_1 = \frac{F l^3}{3 E_1 I_1} \quad (2.28)$$

$$u_2 = \frac{F l^3}{3 E_2 I_2} \quad (2.29)$$

Dónde:

$u_1, u_2$  Deflexiones de las vigas respectivamente

$I_1, I_2$  Momentos de inercia del área transversal de las vigas respectivamente

$E1, E2$  Módulos de elasticidad del material respectivamente

De la figura 2.8 se definen las relaciones (2.30) y (2.31)

$$l_0 - l_2 = x \quad (2.30)$$

$$l_2 = l_1 + u_1 + u_2 \quad (2.31)$$

Obteniéndose así la fuerza aplicada por el resorte sobre las vigas con la formula (2.24). Sustituyendo las expresiones (2.30) y (2.31) en (2.24) se obtiene la expresión (2.32).

$$F = K [l_0 - (l_1 + u_1 + u_2)] \quad (2.32)$$

Las expresiones (2.28), (2.29) y (2.32), forman un sistema de ecuaciones que pueden ser resueltas para  $F$ ,  $u_1$  y  $u_2$ , es decir para obtener las deflexiones y la fuerza inducida por el resorte, obteniéndose así (2.33), (2.34) y (2.35).

$$u_1 = \frac{E_2 I_2 l^3 K (l_0 - l_1)}{E_2 I_2 K l^3 + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.33)$$

$$u_2 = \frac{E_1 I_1 l^3 K (l_0 - l_1)}{E_2 I_2 K l^3 + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.34)$$

$$F = \frac{3 E_1 E_2 I_1 I_2 K (l_0 - l_1)}{E_2 I_2 K l^3 + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.35)$$

Como se mencionó anteriormente las juntas tipo espiga – empaque – campana son utilizadas en condiciones de trabajo por gravedad, pero bajo ciertas condiciones están sometidas a presión interna tanto positiva como negativa, es por lo anterior que se requiere que estas condiciones se incluyan en el análisis matemático realizado. En la figura 2.9, se muestra esta configuración.

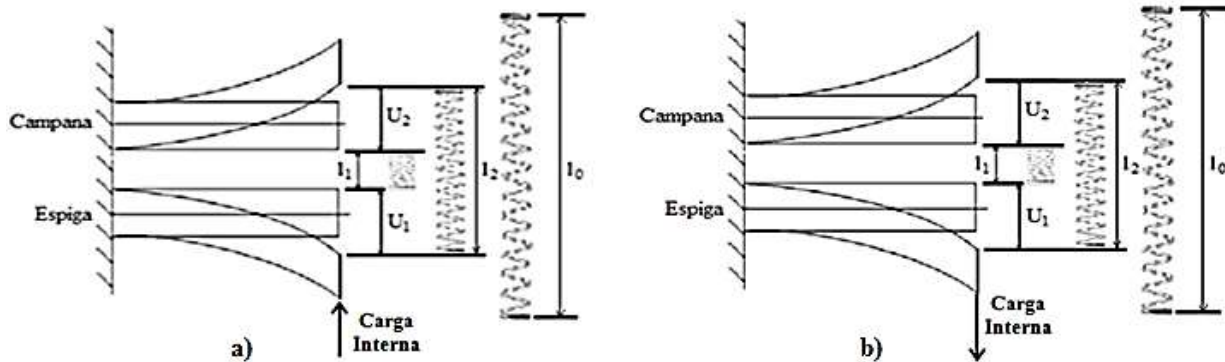


Figura 2. 9 Diagrama esquemático de dos vigas en cantiléver sometidas a una carga proveniente de un resorte a) con presión interna positiva b) con presión interna negativa

Se puede observar que en el caso a) de la figura 2.9, la carga interna  $F_0$  actuando en la cara interna de la espiga, se contrarresta con la fuerza  $F$  generada por el empaque sobre la superficie externa de la espiga. Retomando las expresiones (2.28), (2.29), (2.32) y (2.35), es posible obtener expresiones de desplazamiento máximo y de fuerza que consideren esta condición, obteniendo así, las expresiones (2.36), (2.37) y (2.38).

$$u_1' = \frac{(F - F_0) l^3}{3 E_1 I_1} = - \frac{l^3 (E_2 F_0 I_2 l^3 K + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 (F_0 - l_0 K + l_1 K) + F_0 K l^3))}{3 E_1 I_1 (E_2 I_2 K l^3) + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.36)$$

$$u_2' = \frac{F l^3}{3 E_2 I_2} = \frac{E_1 I_1 l^3 K (l_0 - l_1)}{E_2 I_2 K l^3 + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.37)$$

$$F' = K [l_0 - (l_1 + u_1' + u_2')]$$

$$= \frac{K \left( 9 E_1^2 E_2 I_1^2 I_2 (l_0 - l_1) + F_0 l^3 \left( 3 E_1 E_2 I_1 I_2 + l^3 K (E_1 I_1 + E_2 I_2) \right) \right)}{3 E_1 I_1 (E_2 I_2 K l^3) + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.38)$$

La expresión para el desplazamiento de la campana sin carga interna, queda expresada de la misma manera que la obtenida con carga interna aplicada, ya que la campana no se ve afectada por esta fuerza.

Si se considera el caso b) de la figura 2.9, la carga interna  $F_0$  se dirige en el mismo sentido que la fuerza  $F$  generada por el empaque sobre la superficie de la espiga, generando así la suma de las mismas. Realizando el mismo procedimiento para la obtención de las expresiones (2.36), (2.37) y (2.38), se obtienen las expresiones (2.39), (2.40) y (2.41).

$$u_1' = \frac{(F+F_0) l^3}{3 E_1 I_1} = \frac{l^3 \left( E_2 F_0 I_2 l^3 K + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 (F_0 + l_0 K - l_1 K) + F_0 K l^3) \right)}{3 E_1 I_1 (E_2 I_2 K l^3) + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.39)$$

$$u_2' = \frac{F l^3}{3 E_2 I_2} = \frac{E_1 I_1 l^3 K (l_0 - l_1)}{E_2 I_2 K l^3 + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.40)$$

$$F' = K [l_0 - (l_1 + u_1' + u_2')]$$

$$= \frac{-K \left( 9 E_1^2 E_2 I_1^2 I_2 (l_1 - l_0) + F_0 l^3 \left( 3 E_1 E_2 I_1 I_2 + l^3 K (E_1 I_1 + E_2 I_2) \right) \right)}{3 E_1 I_1 (E_2 I_2 K l^3) + E_1 I_1 (3 E_2 I_2 + K l^3)} \quad (2.41)$$

## 2.5 Análisis de la carga inducida por el empaque entre anillos circulares

En la Figura 2.10 se muestra el caso de un conjunto espiga – empaque – campana donde se aprecia que se trata de un problema de transmisión de carga a través de un medio elástico. Como se ve en la Figura 2.10, dados los diámetros tanto de la espiga,  $a_1$  y  $b_1$ , como de la campana,  $a_2$  y  $b_2$ , así como el espesor original del empaque ( $l_0$ ), se desea determinar: a) El espesor final del empaque  $l_2$ , y la presión que ejercerá el empaque sobre la pared interna de la campana ( $p_i$ ) y sobre la pared externa de la espiga ( $p_o$ ).

Para insertar la espiga en la campana el empaque debe comprimirse de tal manera que su espesor deba ser igual a la cavidad correspondiente, es decir  $l_1$ . Una vez colocado

el empaque, este se expandirá debido a que ambos cuerpos que lo confinan, la campana y la espiga, son cuerpos elásticos. La expansión del empaque continuará hasta que se alcance el equilibrio entre los tres cuerpos. El problema práctico consiste en determinar la magnitud de la presión inducida por el empaque sobre la espiga y/o la campana en función de las propiedades de los materiales de cada uno de los elementos.

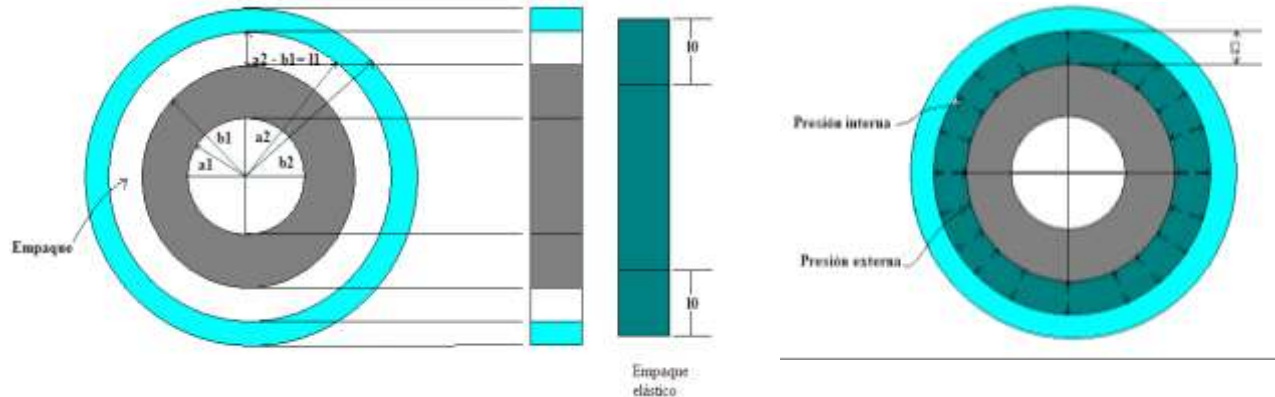


Figura 2. 10 Diagrama esquemático de una junta tipo espiga - empaque - campana

Considerando el procedimiento seguido para determinar la carga  $F$  y la deflexión  $u$  en el punto de aplicación de la carga para el caso de dos vigas en cantiléver, a continuación se presenta un análisis que describe el problema de la espiga, el empaque y la campana descrito anteriormente. Se plantea el análisis primeramente considerando solo la interacción de los elementos que conforman la junta, obteniendo así una expresión que describe el comportamiento del empaque entre dos anillos circulares.

Empleando la solución descrita anteriormente para un anillo circular sometido a presión interna y externa de acuerdo a la teoría de elasticidad (ecuación 2.19), con la cual se obtiene el desplazamiento en función de las presiones aplicadas. Si se analiza el desplazamiento producido en la espiga, se advierte que solo dependerá de la presión  $p_0$  la cual es la carga inducida por el empaque sobre la superficie exterior de la misma, expresión 2.42, de igual manera analizando la campana solo dependerá de la presión interna, pues es la carga aplicada por el empaque sobre esa superficie, obteniéndose la expresión 2.43.

$$\mu_{r_1} = -\frac{1}{E_1} \left[ (1 + \nu_1) \frac{a_1^2 b_1^2 p_0}{(b_1^2 - a_1^2) b_1} + (1 - \nu_1) \frac{b_1^2 p_0}{(b_1^2 - a_1^2)} b_1 \right] \quad (2.42)$$

$$\mu_{r_2} = \frac{1}{E_2} \left[ (1 + \nu_2) \frac{a_2^2 b_2^2 p_i}{(b_2^2 - a_2^2) a_2} + (1 - \nu_2) \frac{a_2^2 p_i}{(b_2^2 - a_2^2)} a_2 \right] \quad (2.43)$$

Siendo:

- $\mu_{r_1}, \mu_{r_2}$ , Desplazamientos de la espiga y campana respectivamente
- $a_1, a_2$  Radios internos de la espiga y campana respectivamente
- $b_1, b_2$  Radios externos de la espiga y campana respectivamente
- $\nu_1, \nu_2$  Módulos de Poisson de la espiga y campana respectivamente
- $E_1, E_2$  Módulos de elasticidad de la espiga y campana respectivamente
- $p_0$  Presión externa
- $p_i$  Presión interna

Dado que la presión externa para la espiga e interna para la campana proviene de un cuerpo elástico (empaquete) se puede utilizar la expresión (2.44) y la relación (2.45).

$$p_0 = K (l_0 - l_2) = p_i \quad (2.44)$$

$$l_2 = l_1 - u_{r_1} + u_{r_2} \quad (2.45)$$

Siendo  $K$  la constante de rigidez del empaque que en este caso tiene unidades Pa / m ó N / m<sup>3</sup>.

Sustituyendo (2.42), (2.43), (2.45) en (2.44), se obtiene un sistema de ecuaciones, por el cual es posible obtener las expresiones (2.46), (2.47) y (2.48), que son los desplazamientos correspondientes de la espiga y la campana y la presión que ejerce el empaque sobre las superficies que lo confinan, en función de las propiedades elásticas de los componentes de la junta.

$$u_{r_1} = \frac{b_1(a_2^2 - b_2^2)E_2 K (l_0 - l_1)(b_1^2(1 - \nu_1) + a_1^2(1 + \nu_1))}{a_1^2(A + B + C - D) + b_1^2(-E + F - G + H)} \quad (2.46)$$

$$u_{r_2} = \frac{a_2(a_1^2 - b_1^2)E_1 K (l_0 - l_1)(a_2^2(-1 + \nu_2) - b_2^2(1 + \nu_2))}{a_1^2(A + B + C - D) + b_1^2(-E + F - G + H)} \quad (2.47)$$

$$p_0 = p_i = \frac{(a_1^2 - b_1^2)(a_2^2 - b_2^2)E_1 E_2 K (l_0 - l_1)}{a_1^2(A + B + C - D) + b_1^2(-E + F - G + H)} \quad (2.48)$$

Dónde:

$$A = a_2^2 E_2 (E_1 - b_1 K (1 + \nu_1))$$

$$B = b_2^2 E_2 (-E_1 + b_1 K (1 + \nu_1))$$

$$C = a_2^3 E_1 K (-1 + \nu_2)$$

$$D = a_2 b_2^2 E_1 K (1 + \nu_2)$$

$$E = a_2^2 E_2 (E_1 + b_1 K - b_1 K \nu_1)$$

$$F = b_2^2 E_2 (E_1 + b_1 K - b_1 K \nu_1)$$

$$G = a_2^3 E_1 K (-1 + \nu_2)$$

$$H = a_2 b_2^2 E_1 K (1 + \nu_2)$$

Para obtener un modelo analítico que describa el comportamiento mecánico de la junta con forme a las normas vistas en el capítulo 1, es necesario incluir condiciones de presión positiva y negativa en el interior de la tubería. Empleando la solución descrita anteriormente con la cual se obtienen los desplazamientos y presiones aplicadas en los elementos que conforman la junta, es posible generar expresiones que contemplen los fenómenos a las cuales se ve sometida esta unión. Si se analiza el desplazamiento producido en la espiga, se advierte que dependerá de la presión  $p_k$ , la cual es la carga inducida por el empaque sobre la superficie exterior y de la presión interna  $p_i$  generada por el fluido en la cara interior (expresión 2.49), de igual manera analizando la campana dependerá de la presión externa  $p_0$ , producida por el medio de confinamiento y de la presión interna  $p_k$ , aplicada por el empaque en la superficie interior de la misma, (expresión 2.50).

$$\mu_{r_1} = \frac{1}{E_1} \left[ -(1 + \nu_1) \frac{a_1^2 b_1^2 (p_k - p_i)}{(b_1^2 - a_1^2) b_1} + (1 - \nu_1) \frac{a_1^2 p_i - b_1^2 p_k}{(b_1^2 - a_1^2)} b_1 \right] \quad (2.49)$$

$$\mu_{r_2} = \frac{1}{E_2} \left[ -(1 + \nu_2) \frac{a_2^2 b_2^2 (p_0 - p_k)}{(b_2^2 - a_2^2) a_2} + (1 - \nu_2) \frac{a_2^2 p_k - b_2^2 p_0}{(b_2^2 - a_2^2)} a_2 \right] \quad (2.50)$$

Dado que la presión externa para la espiga e interna para la campana proviene de un cuerpo elástico (empaque) se puede utilizar la relación (2.45) y la expresión (2.51).

$$p_k = K (l_0 - l_2) \quad (2.51)$$



Siendo  $K$  la constante de rigidez del empaque que en este caso tiene unidades Pa / m ó N / m<sup>3</sup>.

Sustituyendo (2.45), (2.49), (2.50) en (2.51), se obtiene un sistema de ecuaciones, por el cual es posible obtener las expresiones (2.52), (2.53) y (2.54), que son los desplazamientos correspondientes de la espiga y la campana y la presión que ejerce el empaque sobre las superficies que lo confinan, en función de las propiedades elásticas de los componentes de la junta.

$$u_{r_1}' = \frac{b_1(A(\nu_1-1)+a_1^2(B-C+D))}{a_1^2(E+F)+b_1^2(G+H)} \quad (2.52)$$

Dónde:

$$A = b_1^2 K (a_2^3 E_2 - a_2^2 E_2 (b_1 + l_0) + b_2^2 E_2 (b_1 + l_0) - a_2 b_2^2 (E_2 - 2p_0))$$

$$B = (a_2^2 E_2 - b_2^2 E_2) (-2 p_i + b_1 K (1 + \nu_1) + K l_0 (1 + \nu_1))$$

$$C = a_2^3 K (E_2 (1 + \nu_1) + 2 p_i (\nu_2 - 1))$$

$$D = a_2 b_2^2 K (E_2 (1 + \nu_1) + 2 (-p_0 (1 + \nu_1) + p_i (1 + \nu_2)))$$

$$E = a_2^2 E_2 (E_1 - b_1 K (1 + \nu_1)) + b_2^2 E_2 (-E_1 + b_1 K (1 + \nu_1))$$

$$F = a_2^3 E_1 K (\nu_2 - 1) - a_2 b_2^2 E_1 K (1 + \nu_2)$$

$$G = (b_2^2 E_2 - a_2^2 E_2) (E_1 + b_1 K (1 - \nu_1))$$

$$H = -a_2^3 E_1 K (\nu_2 - 1) + a_2 b_2^2 E_1 K (1 + \nu_2)$$

$$u_{r_2}' = \frac{a_2(-a_1^2(A_1 - B_1 + C_1)) + b_1^2(D_1 + E_1)}{a_1^2(F_1 + G_1) + b_1^2(H_1 + I_1)} \quad (2.53)$$

Dónde:

$$A_1 = (a_2^3 E_1 K (\nu_2 - 1) - a_2^2 K (E_1 l_0 + b_1(E_1 - 2 p_i)) (\nu_2 - 1))$$

$$B_1 = a_2 b_2^2 E_1 K (1 + \nu_2)$$

$$C_1 = b_2^2 (b_1 K (E_1 + 2 p_0(1 + \nu_1) - 2 p_i(1 + \nu_2) + E_1 \nu_2) + E_1(-2 p_0 + K l_0 (1 + \nu_2)))$$

$$D_1 = a_2^3 E_1 K (\nu_2 - 1) - a_2^2 E_1 K (b_1 + l_0) (\nu_2 - 1) - a_2 b_2^2 E_1 K (1 + \nu_2)$$

$$E_1 = b_2^2 \left( b_1 K (2 p_0 (v_1 - 1) + E_1 (1 + v_2)) + E_1 (-2 p_0 + K l_0 (1 + v_2)) \right)$$

$$F_1 = a_2^2 E_2 (E_1 - b_1 K (1 + v_1)) + b_2^2 E_2 (-E_1 + b_1 K (1 + v_1))$$

$$G_1 = a_2^3 E_1 K (v_2 - 1) - a_2 b_2^2 E_1 K (1 + v_2)$$

$$H_1 = (b_2^2 E_2 - a_2^2 E_2) (E_1 + b_1 K (1 - v_1))$$

$$I_1 = -a_2^3 E_1 K (v_2 - 1) + a_2 b_2^2 E_1 K (1 + v_2)$$

$$P_e' = \frac{-K (b_1^2 E_1 (A_2) + a_1^2 (B_2 + C_2))}{a_1^2 (D_2 + E_2) + b_1^2 (F_2 + G_2)} \quad (2.54)$$

Dónde:

$$A_2 = (-a_2^3 E_2 + a_2^2 E_2 (b_1 + l_0) - b_2^2 E_2 (b_1 + l_0) + a_2 b_2^2 (E_2 - 2 p_0))$$

$$B_2 = (a_2^3 E_1 E_2 - a_2 b_2^2 E_1 (E_2 - 2 p_0))$$

$$C_2 = (b_2^2 E_2 - a_2^2 E_2) (b_1 E_1 + E_1 l_0 - 2 b_1 p_i)$$

$$D_2 = a_2^2 E_2 (E_1 - b_1 K (1 + v_1)) + b_2^2 E_2 (-E_1 + b_1 K (1 + v_1))$$

$$E_2 = a_2^3 E_1 K (v_2 - 1) - a_2 b_2^2 E_1 K (1 + v_2)$$

$$F_2 = (b_2^2 E_2 - a_2^2 E_2) (E_1 + b_1 K (1 - v_1))$$

$$G_2 = -a_2^3 E_1 K (v_2 - 1) + a_2 b_2^2 E_1 K (1 + v_2)$$

Si se considera el material en estudio, elástico lineal, es posible determinar con las expresiones 2.55 y 2.56 las deformaciones tangenciales generadas en la superficies de la espiga y la campana respectivamente.

$$\varepsilon_{\theta\theta_1} = \frac{\sigma_{\theta\theta_1}}{E_1} \quad 2.55$$

$$\varepsilon_{\theta\theta_2} = \frac{\sigma_{\theta\theta_2}}{E_2} \quad 2.56$$

Retomando la expresión 2.17 y sustituyéndola en las expresiones 2.55 y 2.56 se obtienen las expresiones 2.57 y 2.58, con las cuales se calculan las deformaciones tangenciales en función de las dimensiones de los anillos y de las presiones interna y externa a las que se encuentran sometidos.

$$\varepsilon_{\theta\theta_1} = \frac{1}{E_1} \left[ -\frac{a_1^2 b_1^2 (p_e' - p_i)}{(b_1^2 - a_1^2) b_1^2} + \frac{a_1^2 p_i - b_1^2 p_e'}{(b_1^2 - a_1^2)} \right] \quad 2.57)$$

$$\varepsilon_{\theta\theta_2} = \frac{1}{E_2} \left[ -\frac{a_2^2 b_2^2 (p_0 - p_e')}{(b_2^2 - a_2^2) b_2^2} + \frac{a_2^2 p_e' - b_2^2 p_0}{(b_2^2 - a_2^2)} \right] \quad 2.58)$$

Los términos contenidos en 2.57 y 2.58, no requieren descripción debido a que son términos que se han explicado anteriormente.

Con las expresiones obtenidas a lo largo del presente capítulo es posible obtener y predecir el comportamiento mecánico de la junta espiga – empaque – campana, así mismo es posible identificar los parámetros de diseño que deben ser considerados para garantizar el buen desempeño de la junta.

# Capítulo 3:

Resultados y discusión

### Capítulo 3. Resultados y discusión

A continuación se presentarán los resultados obtenidos para cada uno de los análisis matemáticos y pruebas descritas en los capítulos anteriores, clasificándose en resultados analíticos y pruebas experimentales. Dichos resultados serán analizados y discutidos en la siguiente sección de este capítulo.

#### 3.1 Resultados teóricos

Para facilitar el estudio del comportamiento del empaque entre las dos fronteras que lo confinan, primeramente se reportaran los resultados obtenidos, mediante las expresiones (2.44), (2.46), (2.47) y 2.48.

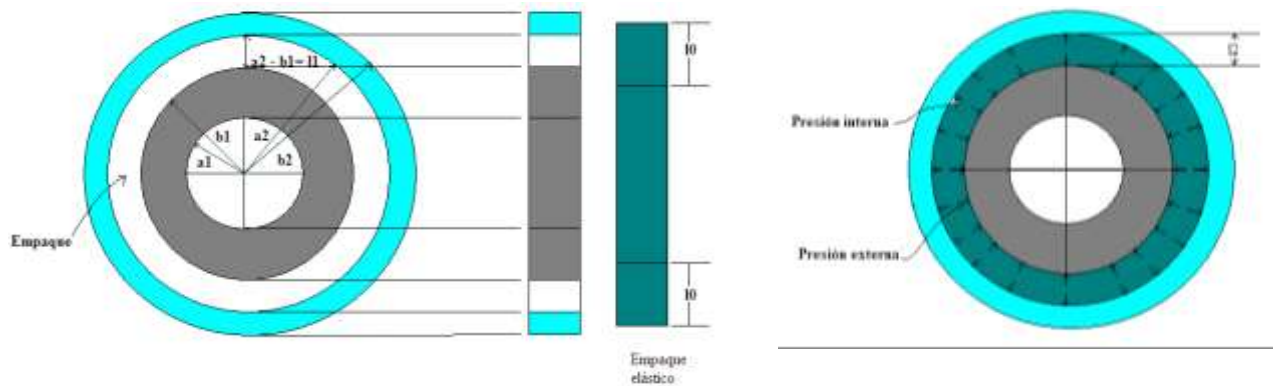


Figura 3. 1 Especificación de los elementos contenidos en la junta

Empleando los datos de la tabla 3.1, correspondientes a los parámetros de la figura 3.1 y sustituyéndolos en las ecuaciones antes mencionadas se obtienen los resultados presentados a continuación.

| <b>Parámetro</b> | <b>Unidades</b> | <b>Valor</b> |
|------------------|-----------------|--------------|
| $E_1$            | GPa             | 1            |
| $\nu_1, \nu_2$   | Adimensional    | 0.3          |
| $l_0$            | m               | 0.1          |
| $l_1$            | m               | 0.02         |
| $a_1$            | m               | 1            |
| $b_1$            | m               | 1.04         |
| $a_2$            | m               | 1.06         |
| $b_2$            | m               | 1.1          |

Tabla 3.1 Dimensiones de los elementos que conforman la junta

### 3.1.1 Valor límite

Primeramente podemos analizar el comportamiento de la junta (fig. 3.2) con una aproximación lineal, dada por la expresión 2.44, la cual nos representa el valor límite y máximo que puede tener la presión generada por el empaque, en el espacio delimitado por las fronteras de la espiga y la campana.

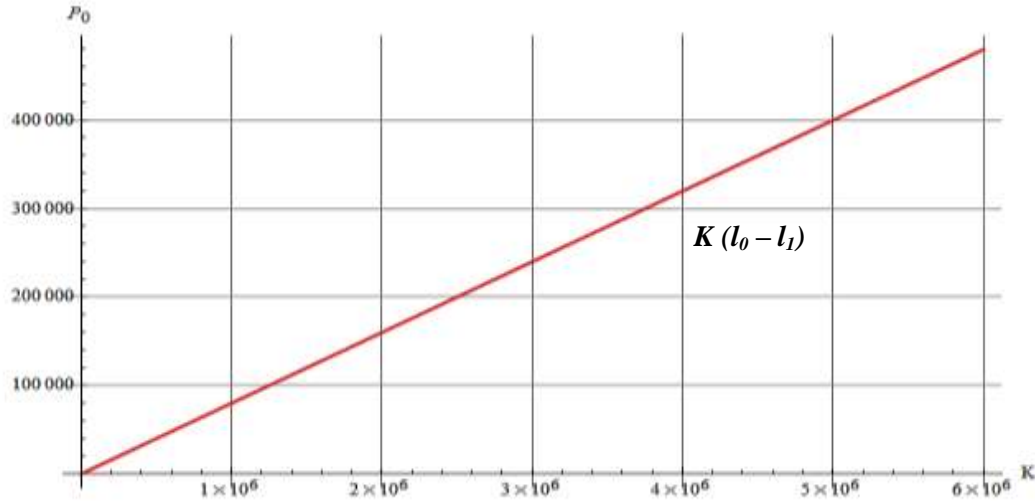


Figura 3. 2 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) vs rigidez del empaque ( $K$ )

### 3.1.2 Variación de las propiedades de los materiales

Como se explicó anteriormente y usando la expresión 2.48, se observa en las figuras 3.3, 3.4 y 3.5 que la presión inducida por el empaque se ve modificada en función de las propiedades de los materiales que lo confinan

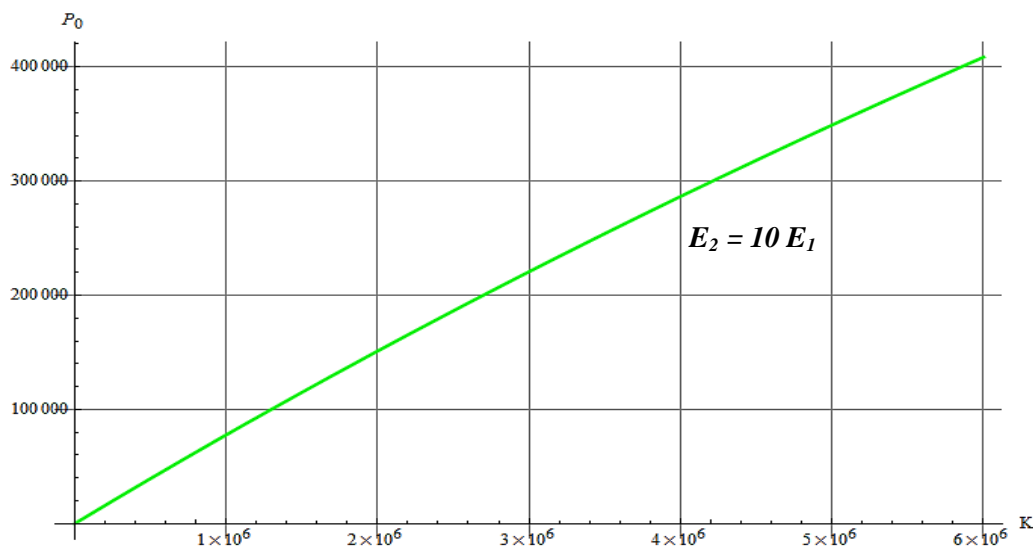


Figura 3. 3 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) vs rigidez del empaque ( $K$ ) con  $E_2 > E_1$

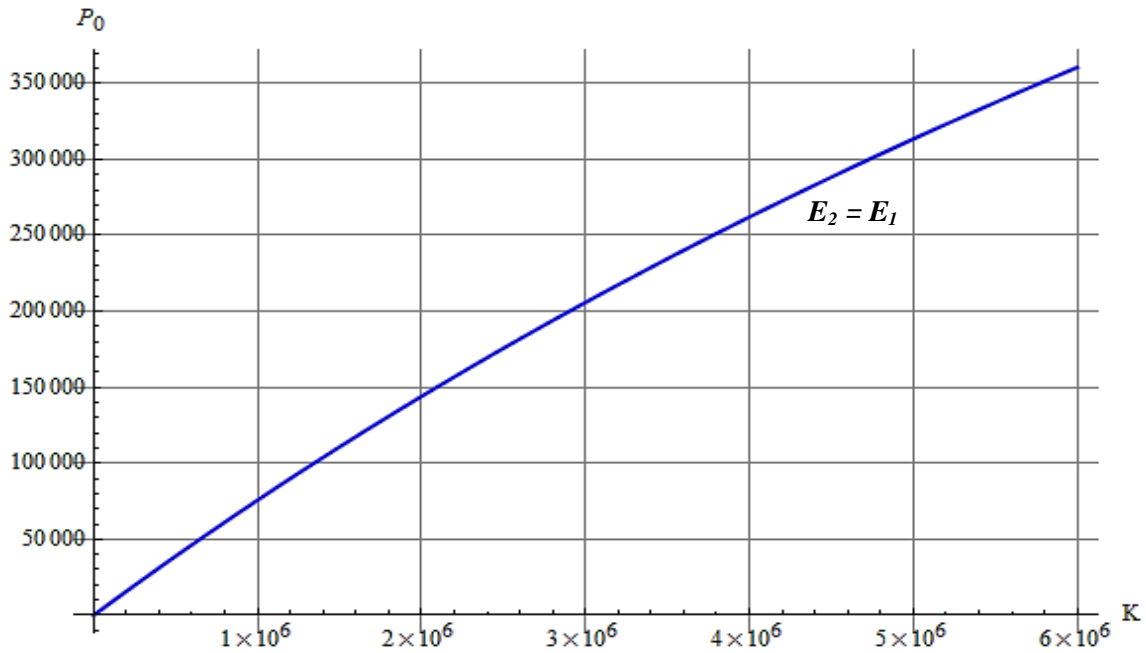


Figura 3. 4 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) vs rigidez del empaque (K) con  $E_2 = E_1$

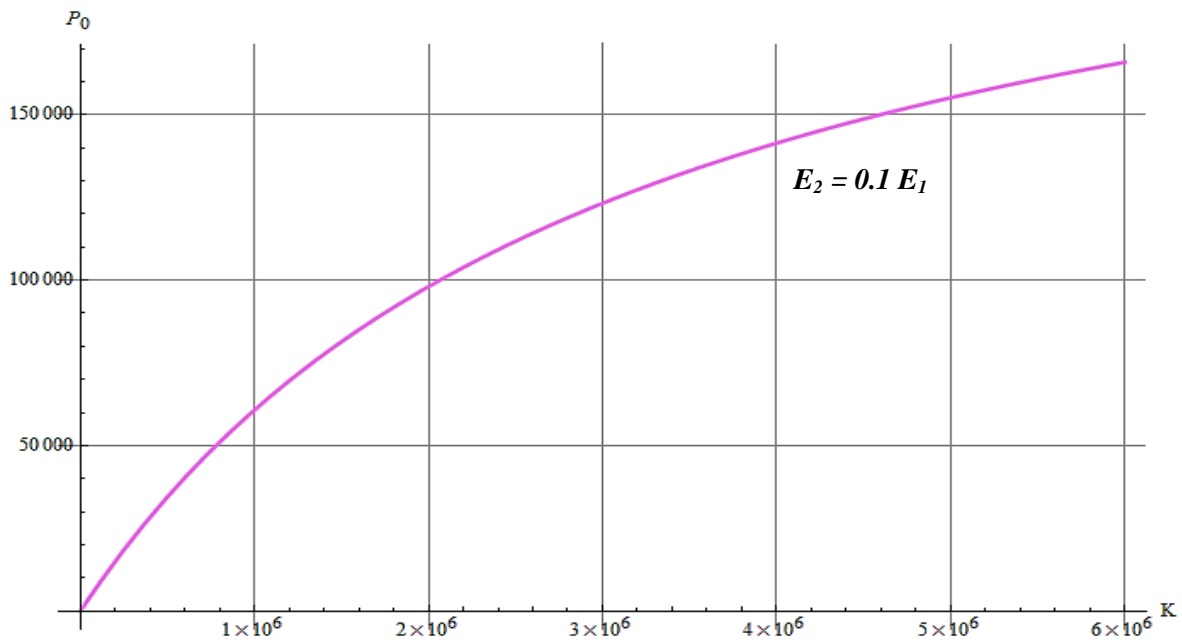


Figura 3. 5 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) vs rigidez del empaque (K) con  $E_2 < E_1$

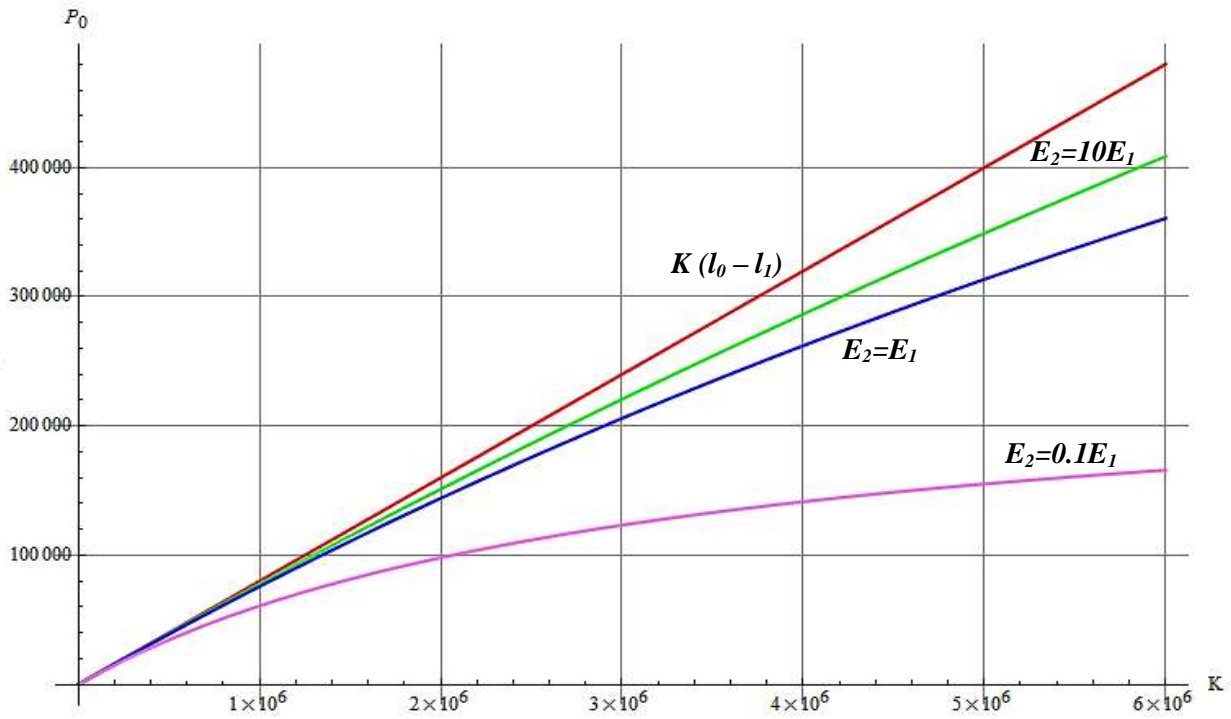


Figura 3. 6 Grafica comparativa entre curvas con distintos módulos de elasticidad de espiga y campana

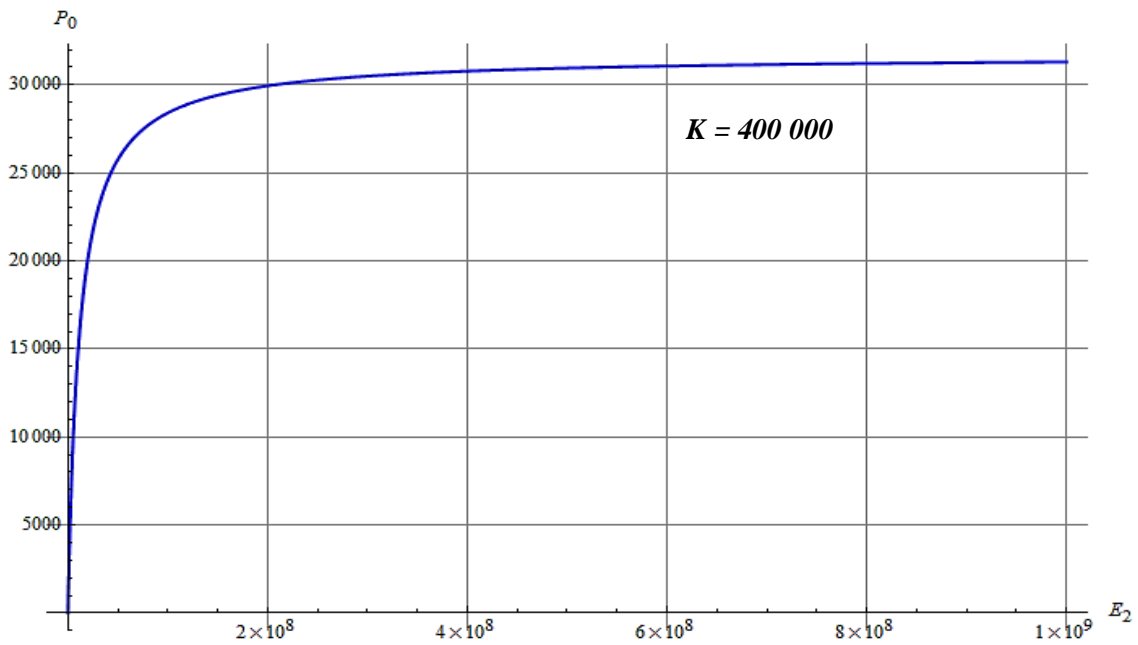


Figura 3. 7 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) vs módulo de elasticidad de la espiga  $E_2$



El análisis de las figuras 3.6 y 3.7 muestran claramente los siguientes aspectos:

- La presión aplicada por el empaque incrementa al incrementar la constante del empaque y la rigidez de la campana y viceversa. Conforme  $E_2$  se vuelve varias veces mayor que  $E_1$ , el valor de la carga que ejerce el empaque sobre ambos anillos ( $P_0$ ) tiende a ser igual a  $K(l_0 - l_1)$  es decir al valor máximo de carga que puede ejercer el empaque
- Para un valor determinado de la constante del empaque ( $K$ ), la presión inducida ( $P_0$ ) incrementa conforme crece  $E_2$  hasta alcanzar un valor prácticamente constante cuando  $E_1 = E_2$ .
- Es importante mencionar que en el análisis descrito anteriormente, se consideró de manera indirecta la cavidad donde irá alojado el empaque ya que, la constante  $K$  depende del material de que está hecho y de la geometría propia de la cavidad.

### 3.1.3 Variación de las dimensiones

De igual manera se explicó anteriormente, que la presión inducida por el empaque entre las dos superficies que lo contienen, se ve afectada por el cambio de las dimensiones de los anillos, esto debido a que el cambio de las mismas afecta directamente a la rigidez de anillo y por lo tanto al comportamiento de la junta.

Como se puede apreciar en las figuras 3.8 y 3.9, el comportamiento de  $P_0$  crece, en un inicio rápidamente y posteriormente con lentitud, conforme el radio exterior de la campana ( $b_2$ ) crece y el radio interior de la espiga ( $a_1$ ) disminuye, es decir conforme incrementa su rigidez.

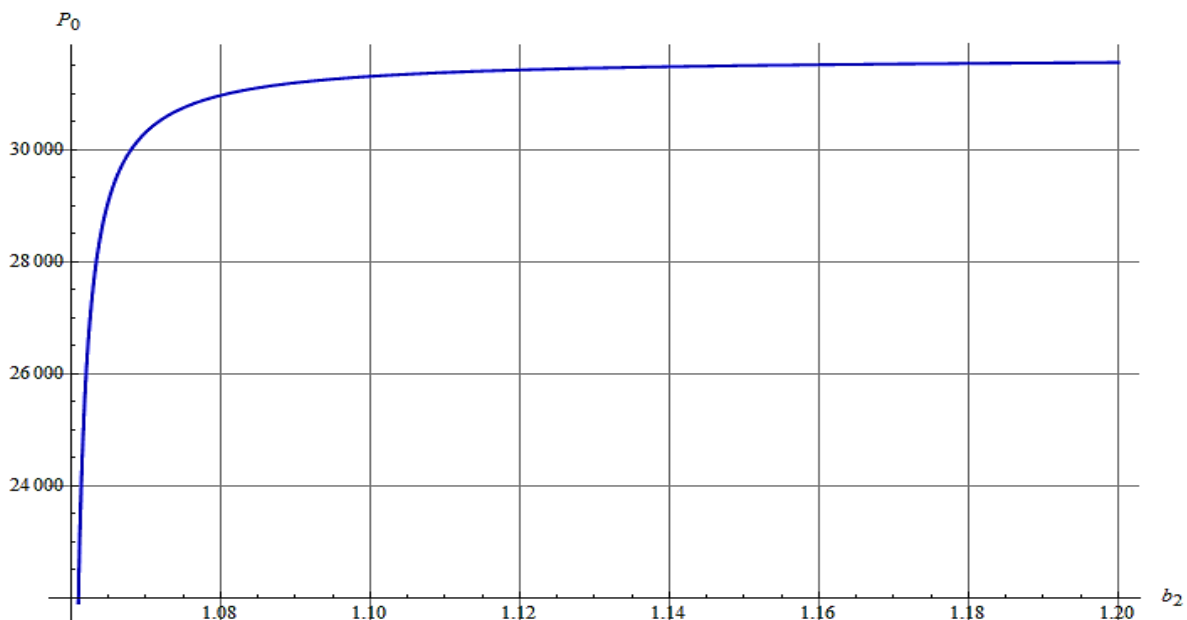


Figura 3. 8 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) vs diámetro exterior de la campana  $b_2$

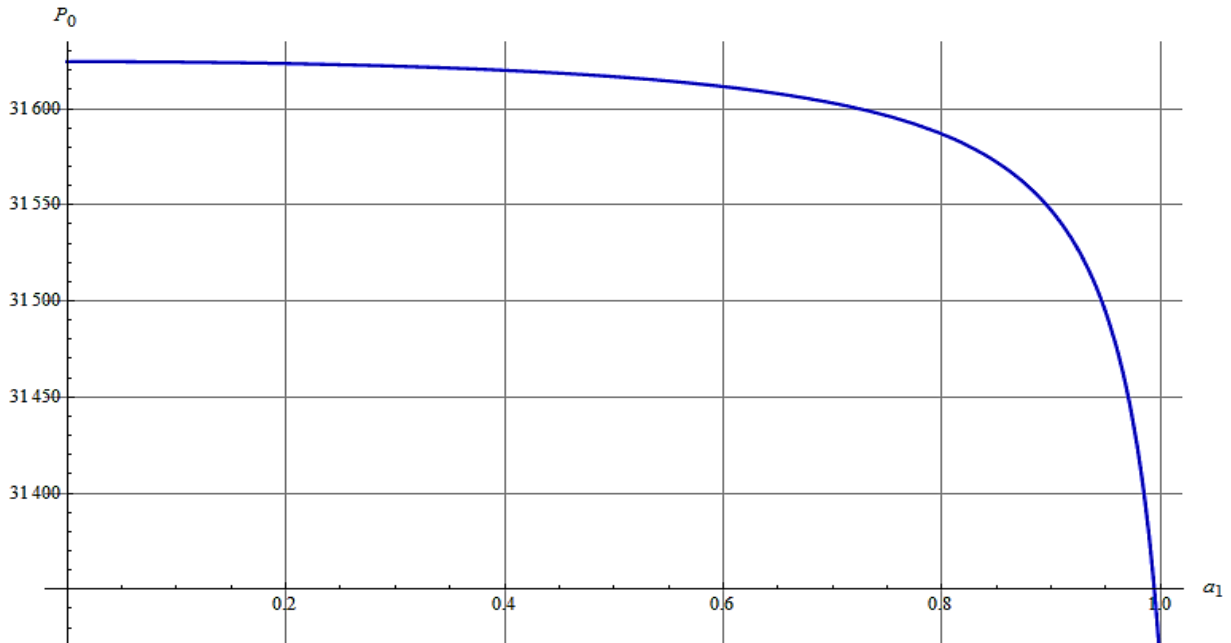


Figura 3. 9 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) vs diámetro interior de la espiga  $a_1$

Así mismo, en las figuras 3.10 y 3.11 se puede apreciar que la presión del empaque disminuye a una tasa aproximadamente constante conforme el diámetro interno de la espiga ( $a_1$ ) crece, y el diámetro externo de la campana ( $b_2$ ) disminuye, es decir conforme sus paredes disminuyen y por lo tanto decrece su rigidez.

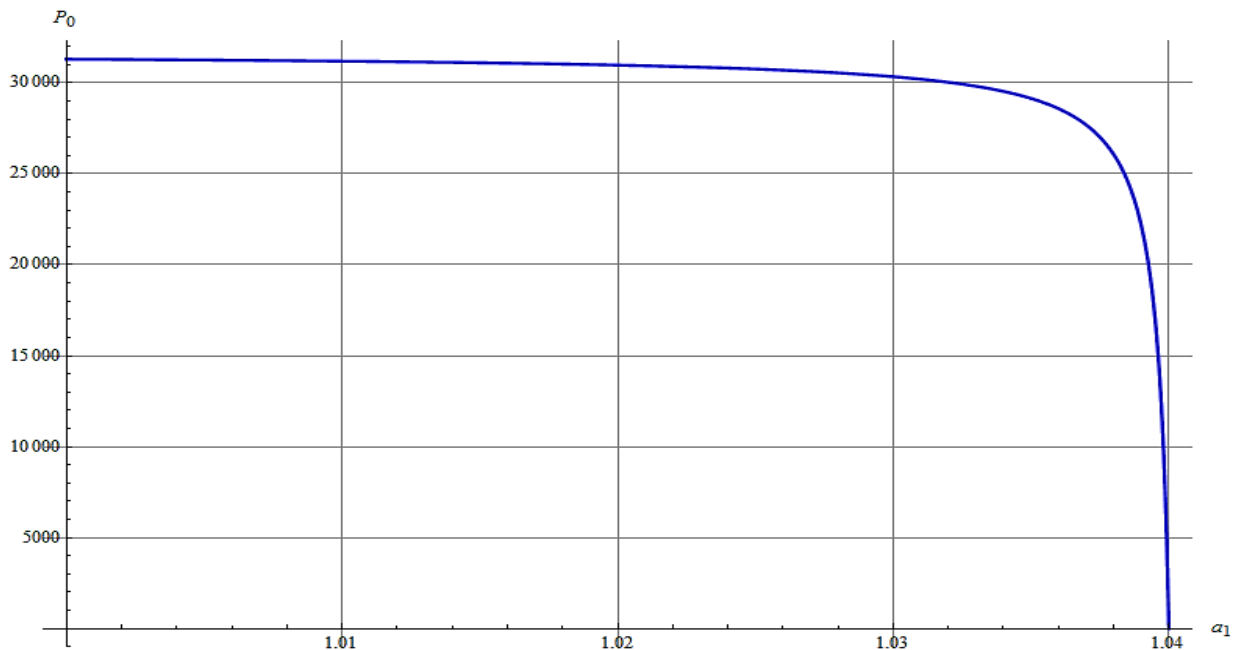


Figura 3. 10 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) vs diámetro interior de la espiga  $a_1$

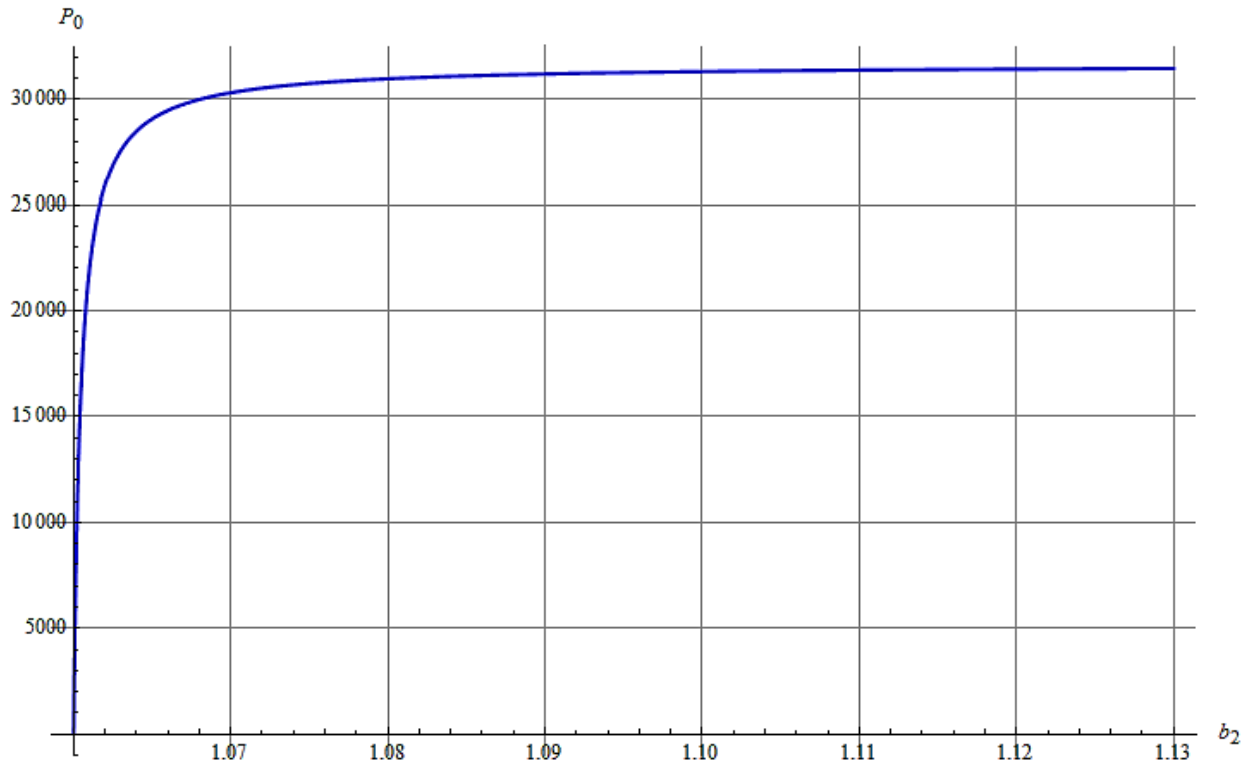


Figura 3. 11 Grafica presión inducida por el empaque ( $P_0$ ) - diámetro exterior de la campana  $b_2$

### 3.1.4 Presión positiva aplicada a la cara interna de la espiga

Como se explicó anteriormente es importante considerar las condiciones en las que trabajan las tuberías por gravedad, en las cuales se producen presiones internas positivas. En este apartado se analizan los resultados obtenidos usando las expresiones 2.49) a 2.54), 2.56) y 2.17), mismas que nos dan un panorama general del comportamiento mecánico de la junta.

Se analizaron las expresiones mencionadas con dos grupos de datos, de acuerdo a las tablas 3.2 y 3.3. La tabla 3.2 contiene parámetros que corresponden a una tubería de un diámetro mucho menor que el grupo de datos empleado en la tabla 3.3, esto nos permite analizar cómo se ve modificado el comportamiento de la junta entre mayor sea su diámetro. Se reporta en la literatura [3] que en tuberías de diámetros grandes se presentan bajas rigideces de anillo, de acuerdo a la expresión 1.2) esto puede generar fallos en la junta e incluso colapso y por lo tanto pérdida de hermeticidad, es por esto que en el presente trabajo se analizan ambos casos.

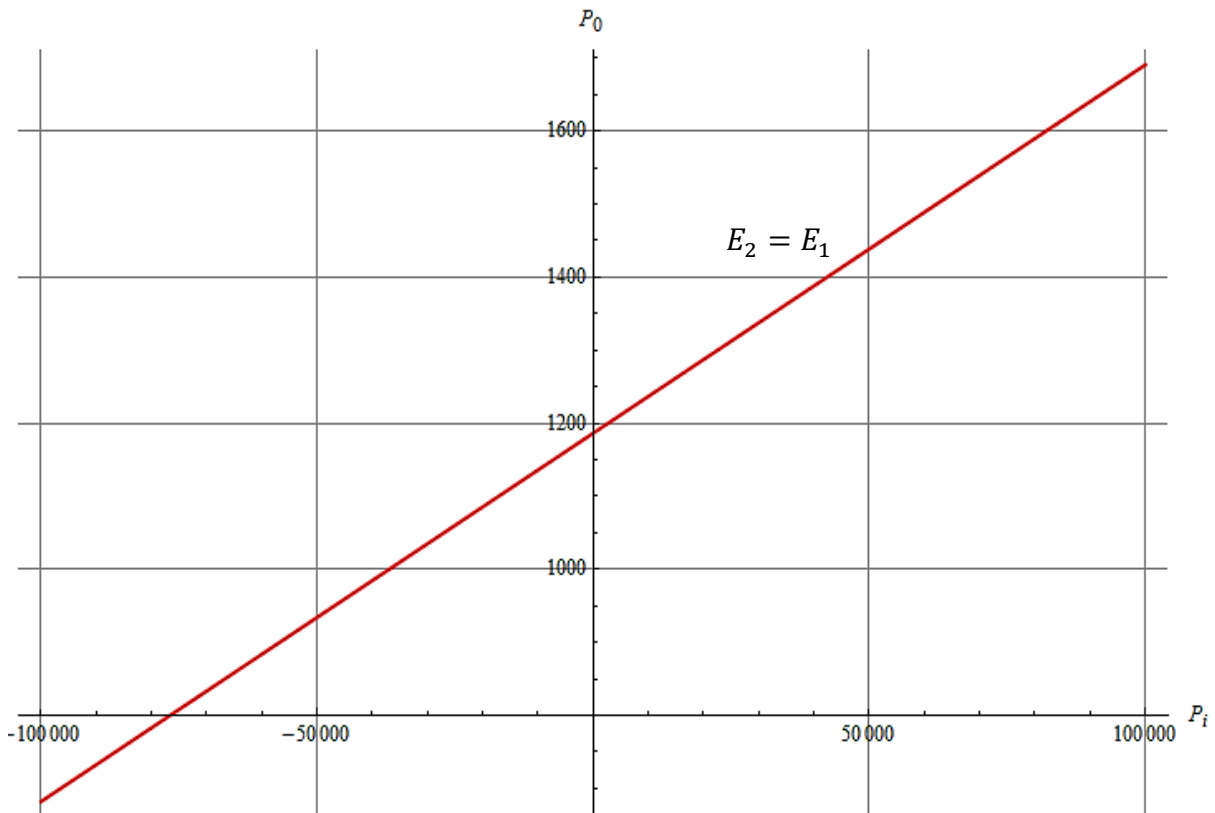
| <b>Parámetro</b> | <b>Unidades</b> | <b>Valor</b>   |
|------------------|-----------------|----------------|
| $E_1$            | Pa              | $1 \cdot 10^8$ |
| $\nu_1, \nu_2$   | Adimensional    | 0.3            |
| $l_0$            | m               | 0.05           |
| $l_1$            | m               | 0.02           |
| $a_1$            | m               | 0.50           |
| $b_1$            | m               | 0.52           |
| $a_2$            | m               | 0.54           |
| $b_2$            | m               | 0.56           |
| $k$              | $\text{N/m}^3$  | 40000          |
| $P_0$            | $\text{N/m}^2$  | 0              |
| $P_i$            | $\text{N/m}^2$  | 75000          |

**Tabla 3.2 Dimensiones de los elementos que conforman la junta de una tubería de diámetro menor**

| <b>Parámetro</b> | <b>Unidades</b> | <b>Valor</b>   |
|------------------|-----------------|----------------|
| $E_1$            | Pa              | $1 \cdot 10^8$ |
| $\nu_1, \nu_2$   | Adimensional    | 0.3            |
| $l_0$            | m               | 0.05           |
| $l_1$            | m               | 0.02           |
| $a_1$            | m               | 0.90           |
| $b_1$            | m               | 0.98           |
| $a_2$            | m               | 1              |
| $b_2$            | m               | 1.02           |
| $k$              | $\text{N/m}^3$  | 40000          |
| $P_0$            | $\text{N/m}^2$  | 0              |
| $P_i$            | $\text{N/m}^2$  | 75000          |

**Tabla 3.3 Dimensiones de los elementos que conforman la junta de una tubería de diámetro mayor**

En la figura 3.12 no se empleó el dato de  $P_i$  (*presión interna*) dado en la tabla 3.2, ya que se consideró variable, con esto se obtuvo la tendencia que tiene la presión que ejerce el empaque entre los dos elementos que lo confinan. Como se puede observar en la figura 3.12, conforme la presión interna aumenta la presión del empaque también aumenta, garantizando así la hermeticidad, en la literatura no se ha reportado falla de hermeticidad en tuberías plásticas debido a presión interna positiva, siempre y cuando la presión positiva se encuentre dentro de los parámetros de operación.



**Figura 3. 12 Grafica presión inducida por el empaque - presión interna**

Así mismo se puede observar en la figura 3.13, que el esfuerzo tangencial generado en la superficie de la campana también va aumentando conforme la presión interna aumenta, lo cual era de esperarse, es importante destacar que mientras la presión interna se encuentre dentro de los parámetros que indica la norma, el esfuerzo tangencial generado en la campana no lograra colapsarla.

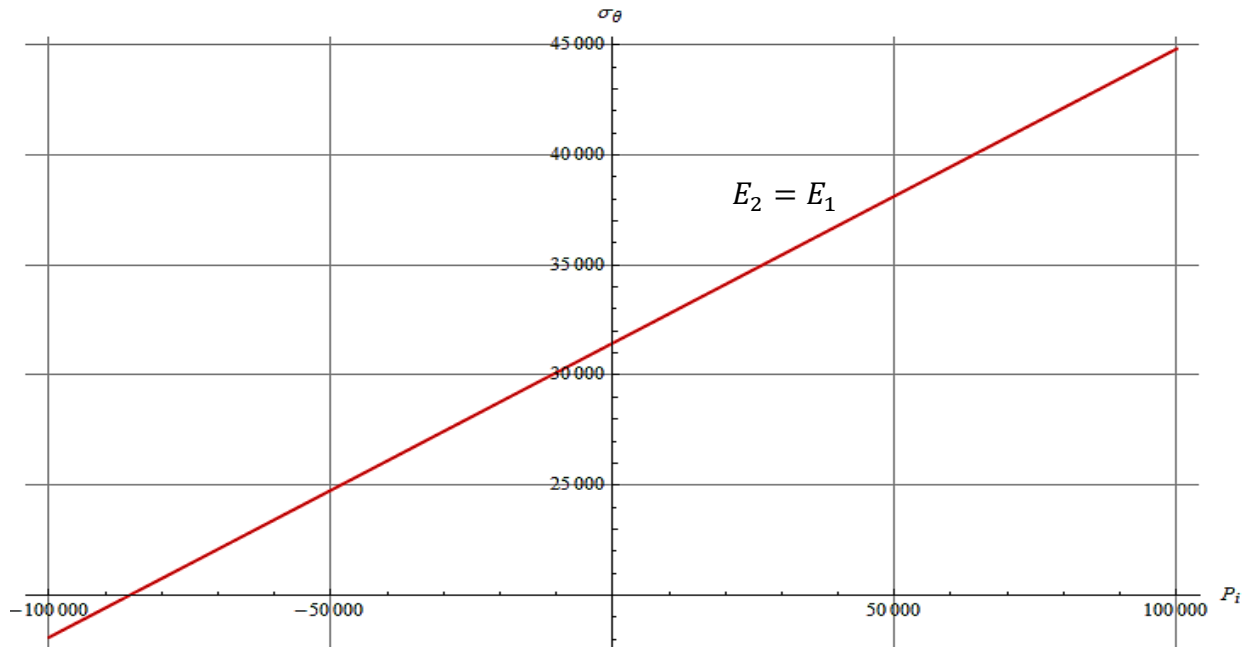


Figura 3. 13 Grafica Esfuerzo tangencial - presión interna

De acuerdo a lo que se ha explicado hasta el momento en el presente trabajo de tesis, el comportamiento de la presión que ejerce el empaque entre las dos superficies que lo confinan, depende no solo de la presión interna a la cual está sometida la junta sino también de las propiedades mecánicas de todos los elementos que la componen y de las dimensiones de los mismos. En las figuras 3.14, 3.15 y 3.16 se puede observar este aspecto.

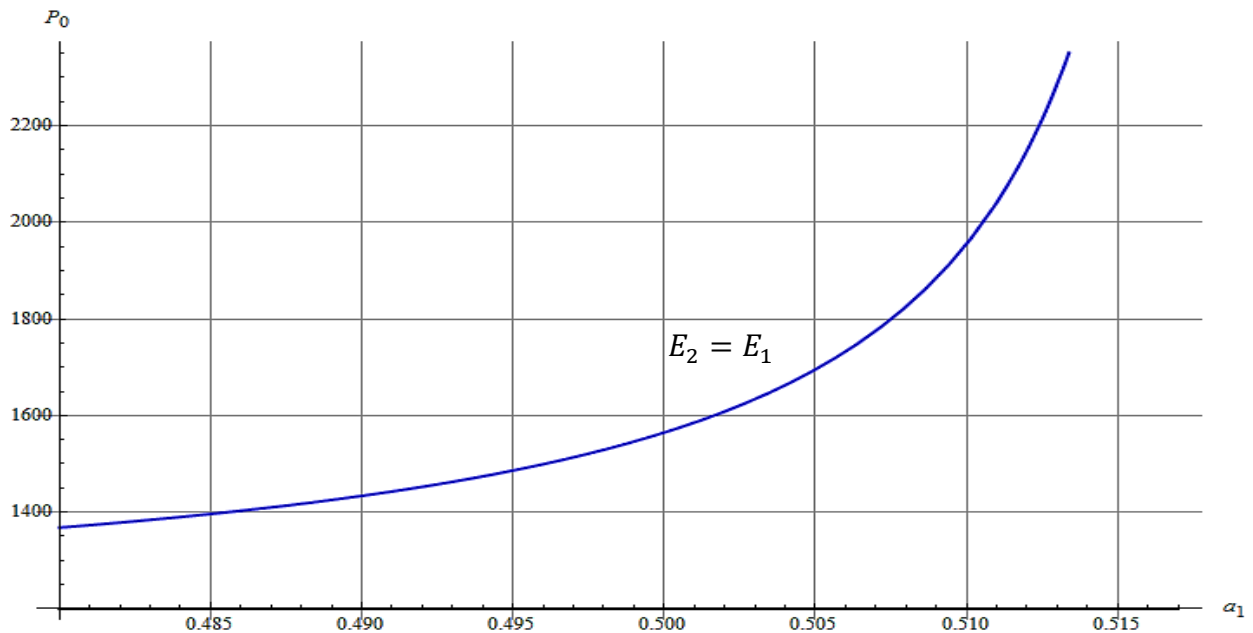


Figura 3. 14 Grafica presión inducida por el empaque – espesor de pared de la espiga

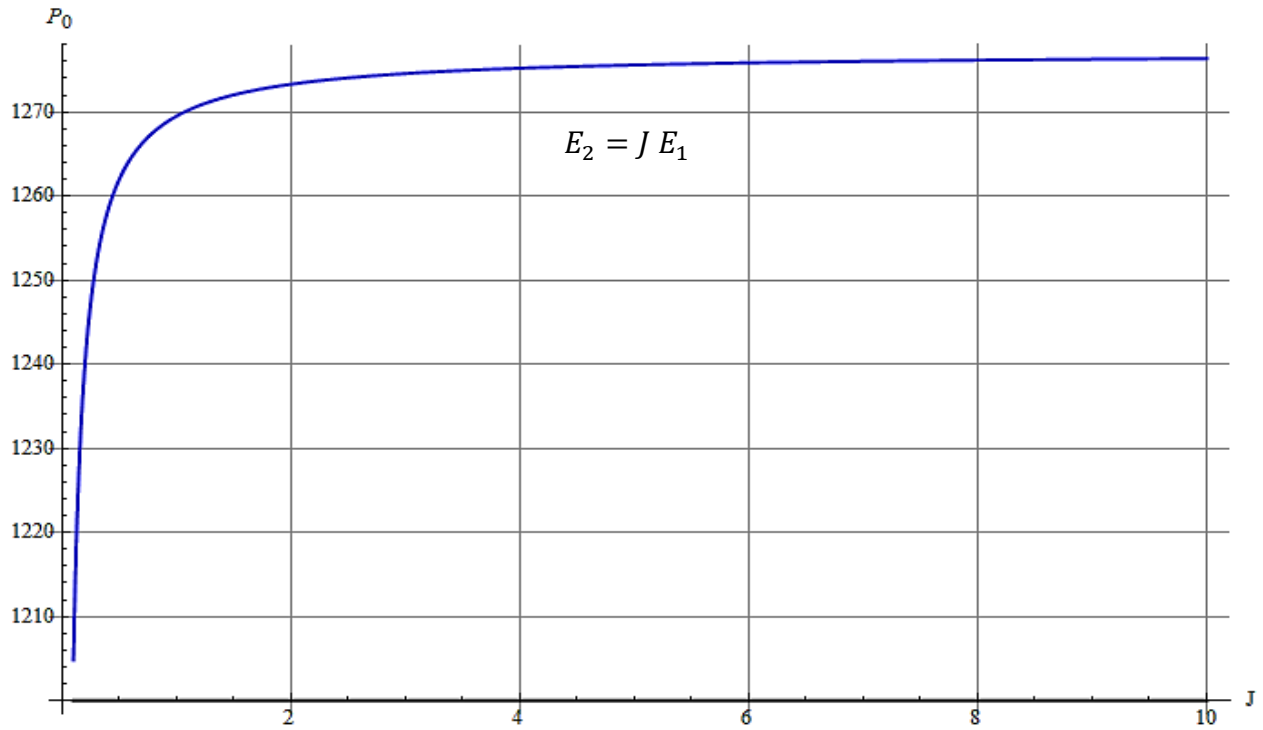


Figura 3. 15 Grafica presión inducida por el empaque – Variación del módulo de elasticidad de la campana

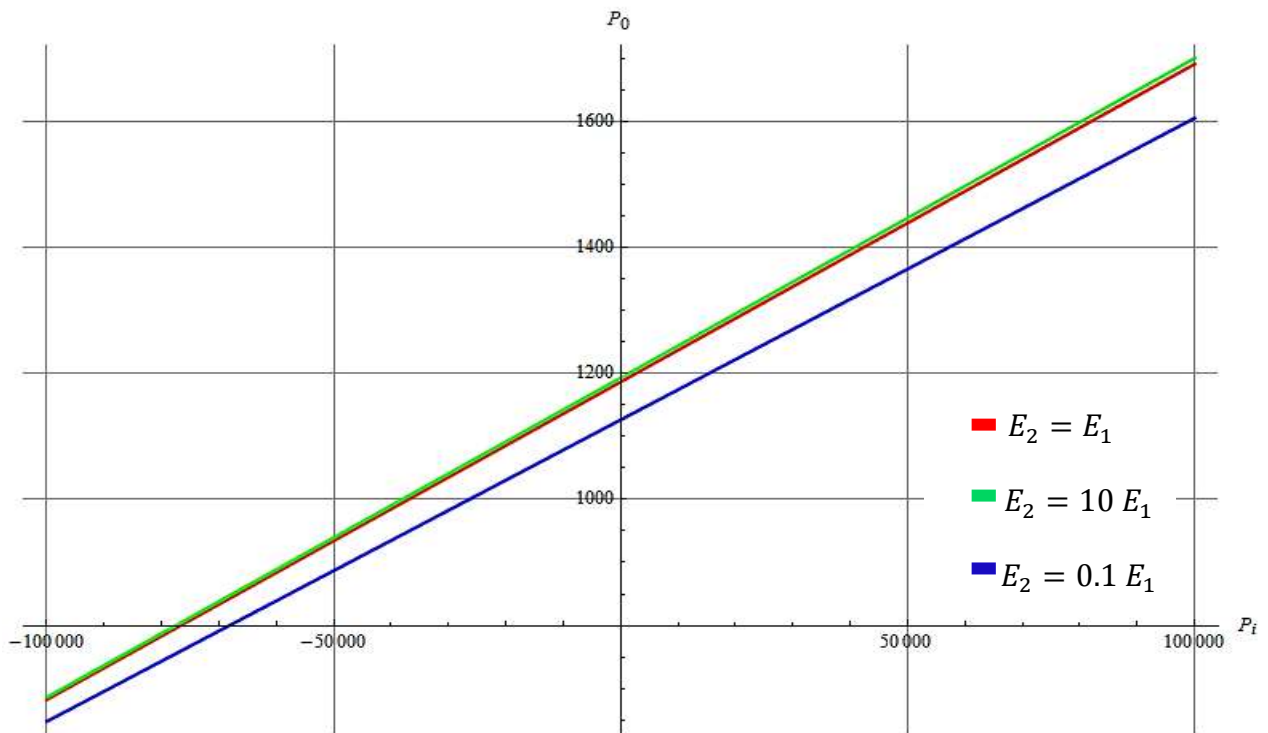


Figura 3. 16 Curvas de presión inducida por el empaque - presión interna con diferentes parámetros

Como se explicó anteriormente el comportamiento de la junta depende de las propiedades mecánicas de los materiales que la componen, como podemos recordar el empaque, el cual es el encargado del sello mecánico entre la espiga y la campana, también es un cuerpo elástico, por lo tanto sus propiedades también deben ser consideradas en el estudio de la presión que ejerce entre los dos anillos. En la figura 3.17, se observan una serie de curvas con diferentes relaciones de módulos de elasticidad entre la espiga y la campana; con ellas se analiza el comportamiento que tiene la presión ejercida por el empaque cuando se incrementa su módulo de elasticidad.

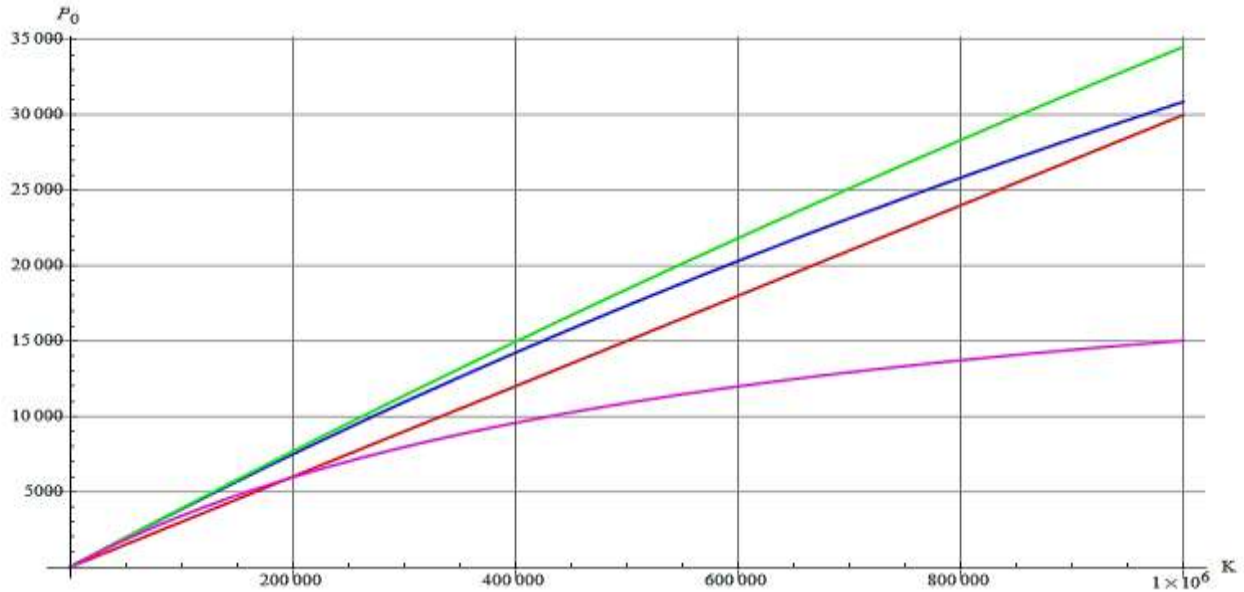


Figura 3. 17 Grafica comparativa entre curvas con distintos módulos de elasticidad de espiga y campana

De igual manera puede visualizarse en las figuras 3.18, 3.19, 3.20 y 3.21 la misma tendencia de comportamiento en diámetros grandes.

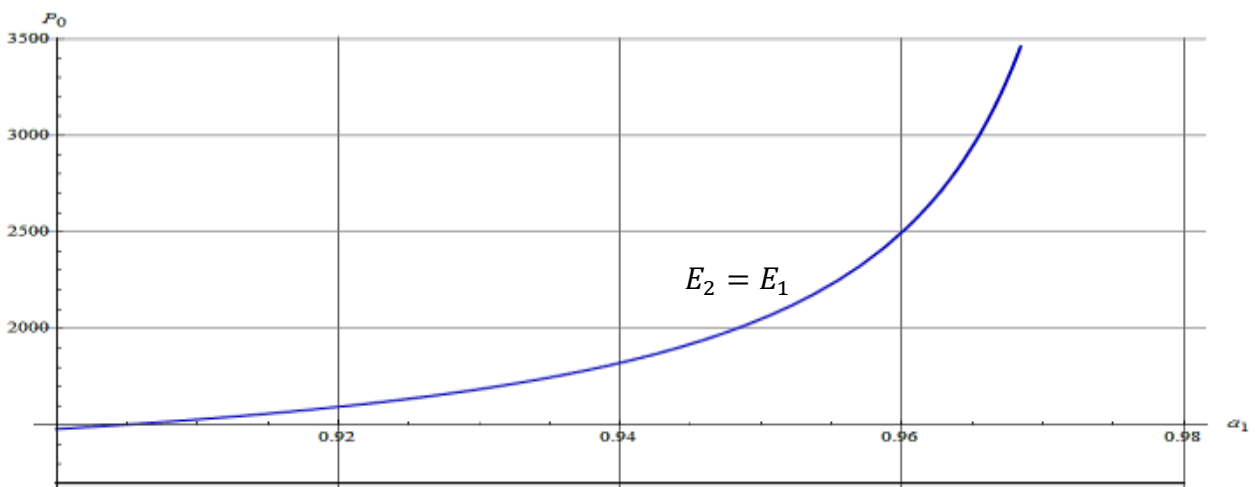


Figura 3. 18 Grafica presión inducida por el empaque – espesor de pared de la espiga



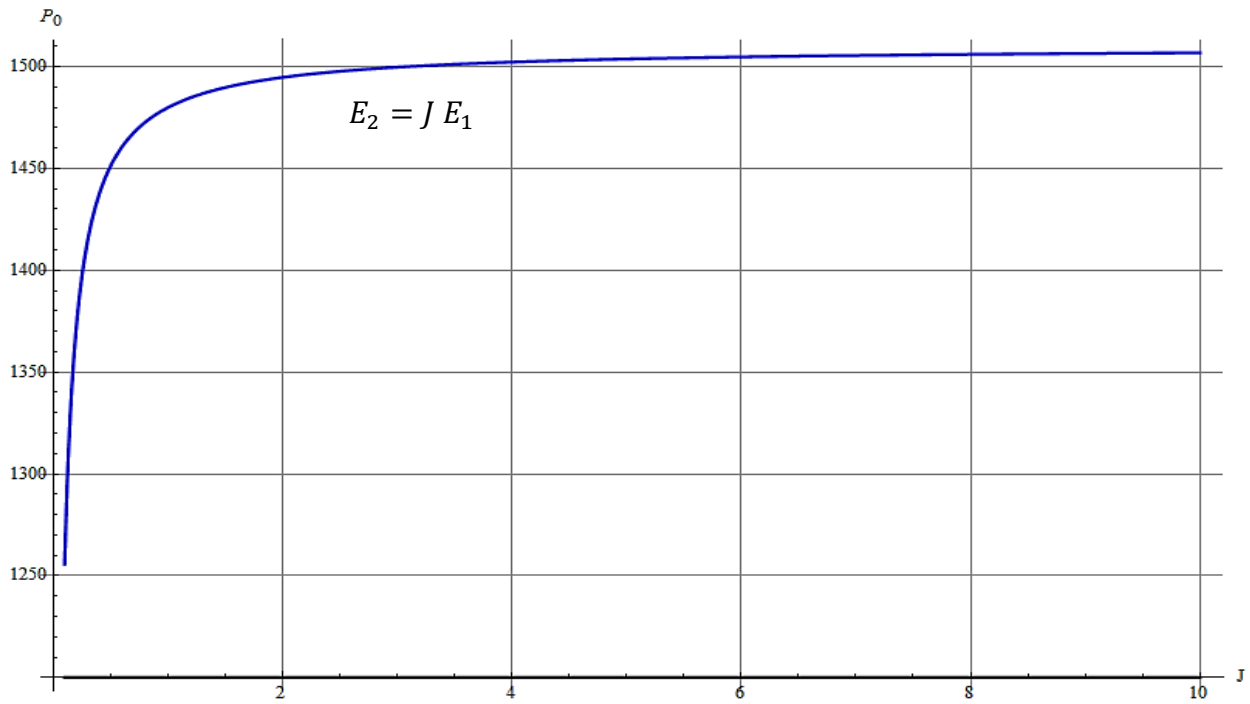


Figura 3. 19 Grafica presión inducida por el empaque – Variación del módulo de elasticidad de la campana

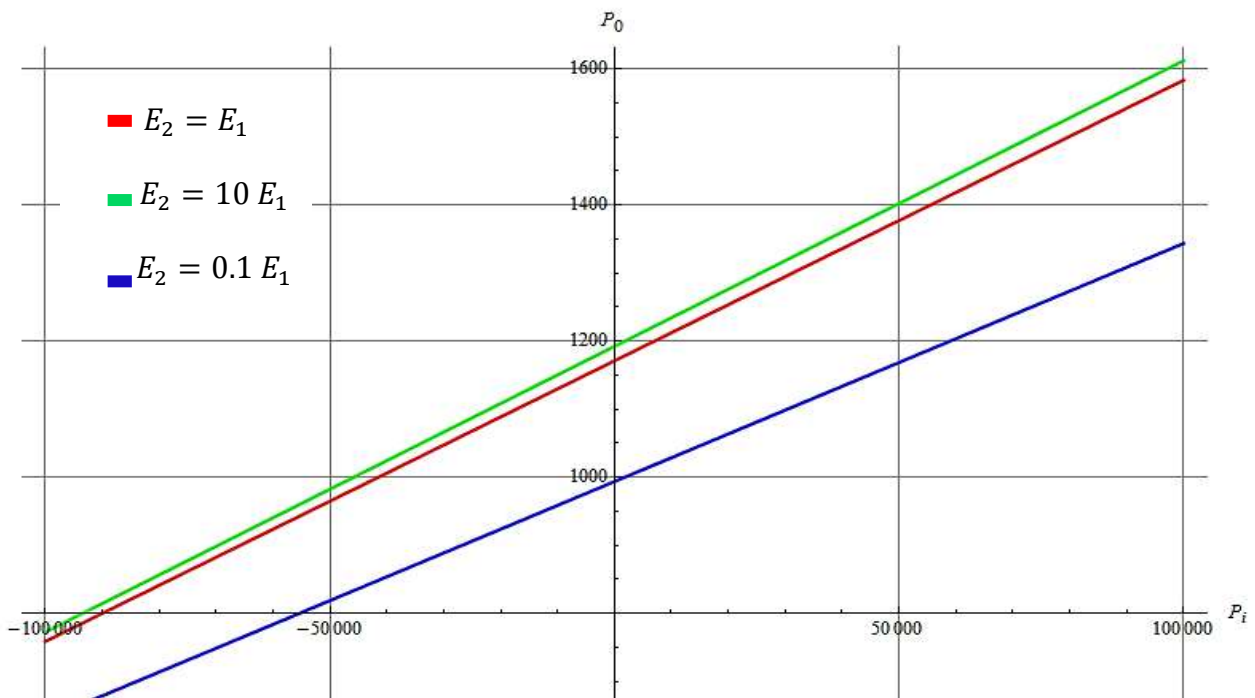


Figura 3. 20 Curvas de presión inducida por el empaque con diferentes parámetros de módulo de elasticidad de la campana - presión interna

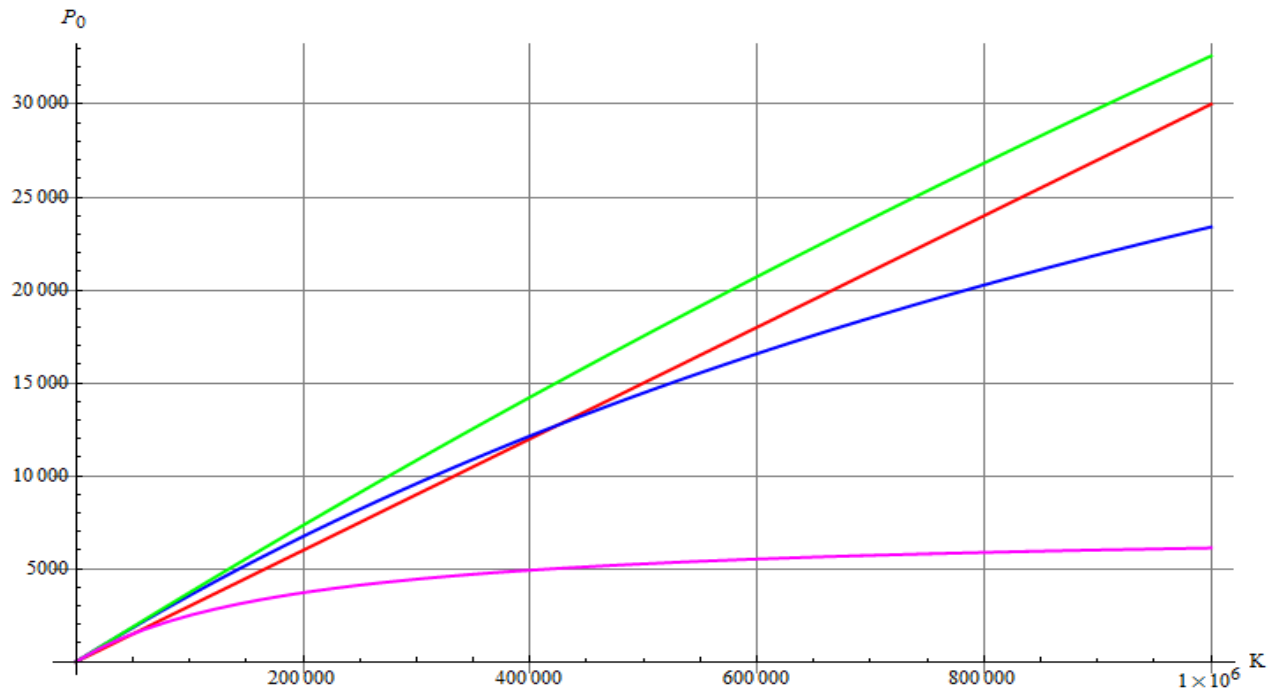


Figura 3. 21 Grafica comparativa entre curvas con distintos módulos de elasticidad de espiga y campana

### 3.1.5 Presión negativa aplicada a la cara interna de la espiga

En la figura 3.22 no se empleó el dato de  $P_i$  (*presión interna*) dado en la tabla 3.2, ya que se consideró variable, con esto se obtuvo la tendencia que tiene la presión que ejerce el empaque entre los dos elementos que lo confinan. Como se puede observar en la figura 3.22, conforme la presión interna disminuye la presión del empaque también disminuye hasta perderse, generando con esto que su función no se cumpla, es decir la hermeticidad que este genera se pierde.

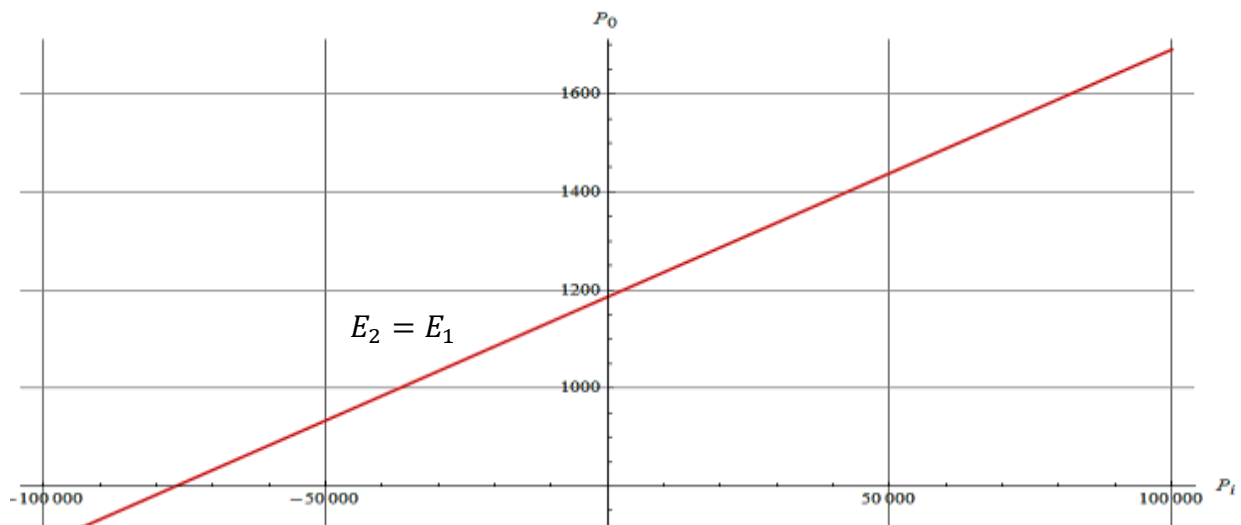


Figura 3. 22 Grafica presión inducida por el empaque - presión interna

Así mismo se puede observar en la figura 3.23, que el esfuerzo tangencial generado en la superficie de la campana también va disminuyendo conforme la presión interna disminuye, lo cual era de esperarse.

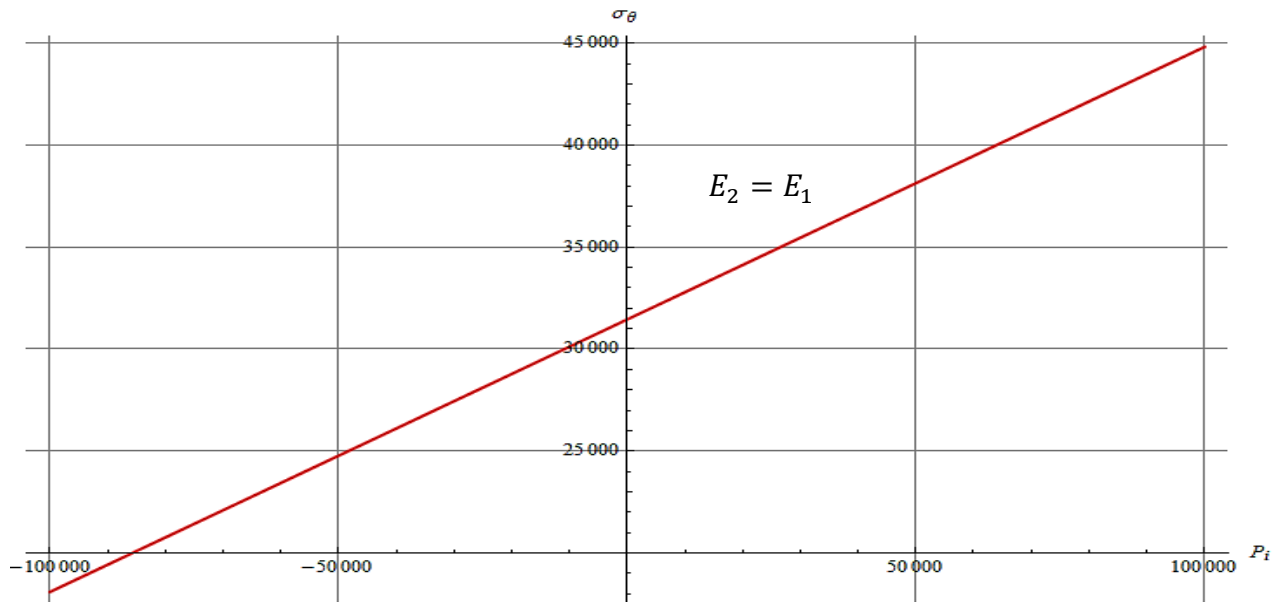


Figura 3. 23 Grafica Esfuerzo tangencial - presión interna

La figura 3.24 muestra un aspecto muy importante, conforme la presión interna va disminuyendo la deflexión de la espiga también disminuye esto significa que la espiga está sometida a compresión y por lo tanto a cargas críticas de pandeo, eventualmente si esto se prolonga más allá de los límites que puede soportar el material esta colapsara perdiéndose la hermeticidad.

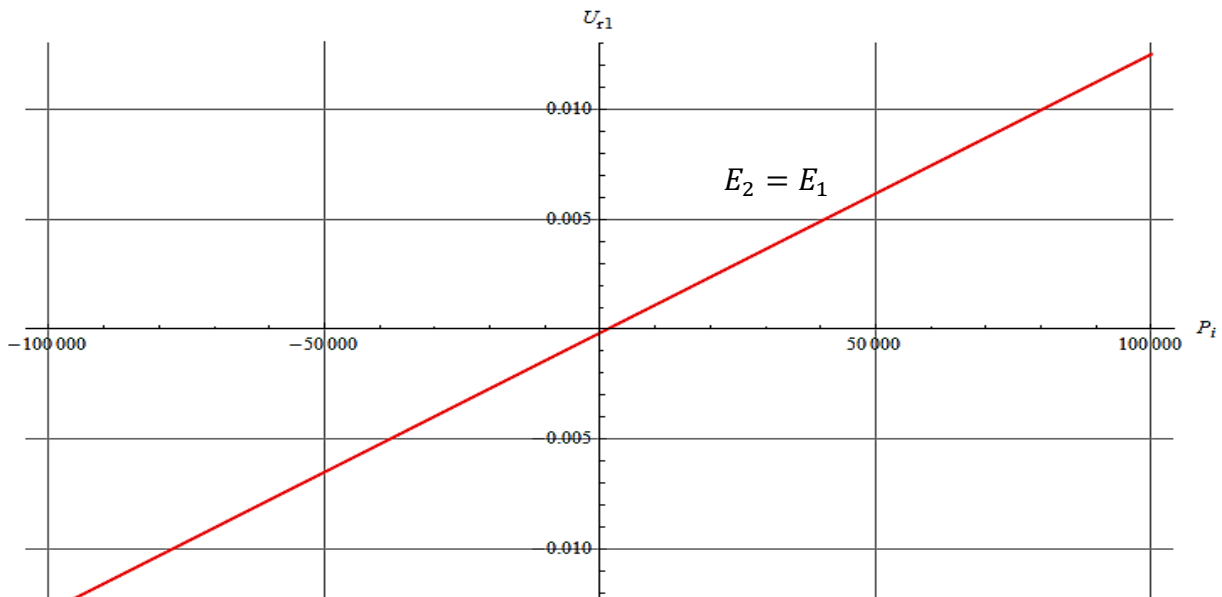


Figura 3. 24 Grafica deflexión de la espiga presión interna

Como se explicó anteriormente la presión inducida por el empaque entre las dos superficies que lo contienen, se ve afectada por el cambio de las dimensiones de los anillos, esto debido a que el cambio de las mismas afecta directamente la rigidez de anillo y por lo tanto al comportamiento de la junta. Este comportamiento puede ser analizado en la figura 3.25, en la cual se aprecia que conforme el diámetro interno de la espiga aumenta, la presión que ejerce el empaque entre los dos elementos de la junta también disminuye.

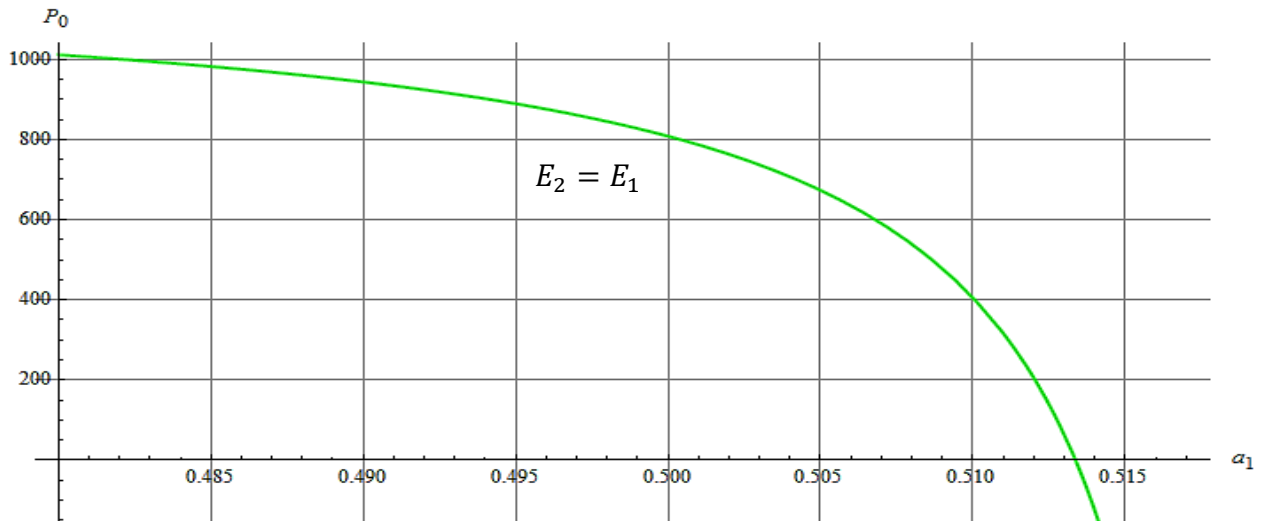


Figura 3. 25 Grafica presión inducida por el empaque – espesor de pared de la espiga

Lo anterior es debido a que conforme el diámetro interno de la espiga aumenta, el espesor de pared disminuye y esto conlleva que el momento de inercia disminuya también, este comportamiento se puede observar en la figura 3.26.

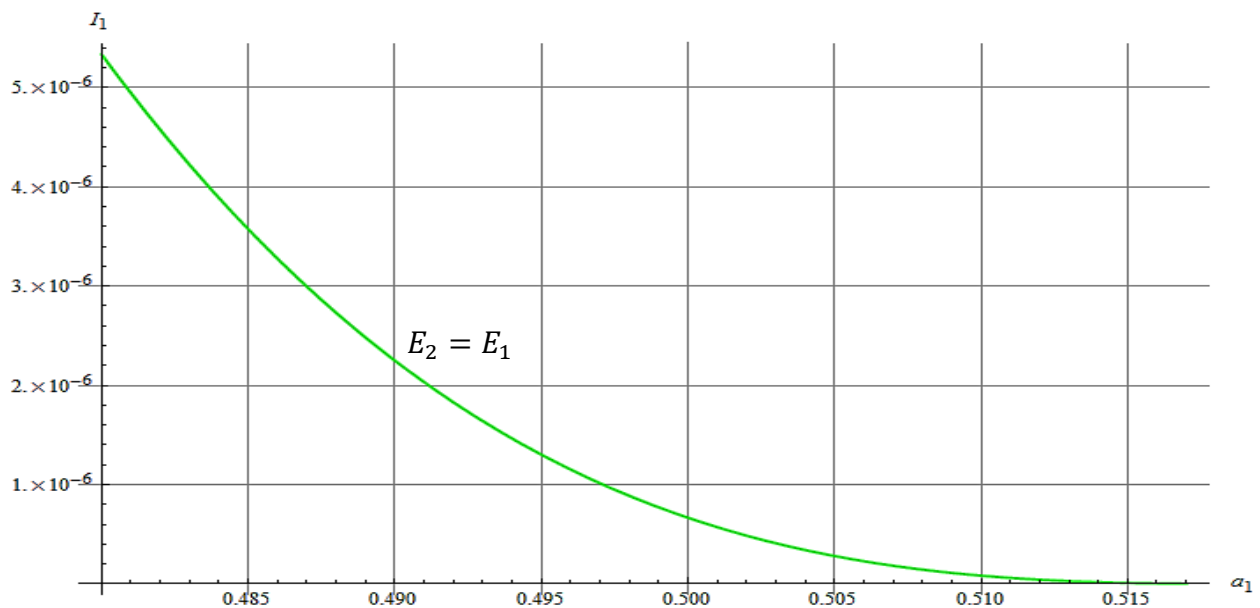


Figura 3. 26 Grafica momento de inercia – espesor de pared de la espiga

De acuerdo a la expresión 1.2 la rigidez de la tubería depende directamente del momento de inercia del área transversal, por lo tanto si el momento de inercia disminuye la rigidez de anillo también lo hará esto puede observarse en la figura 3.27.

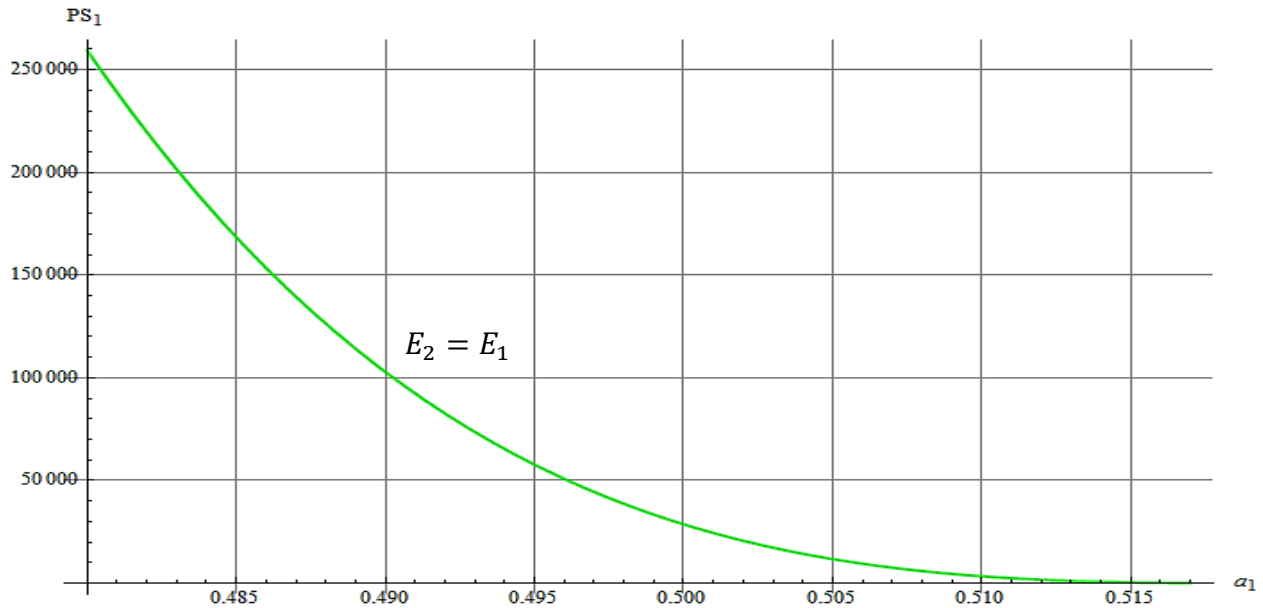


Figura 3. 27 Grafica rigidez de anillo – espesor de pared de la espiga

Como se sabe hasta el momento, el comportamiento de la presión que ejerce el empaque entre las dos superficies que lo confinan, depende de la presión interna a la cual está sometida la junta y de la rigidez de anillo, pero es necesario recordar que las propiedades mecánicas de todos los elementos que la componen afectan en gran medida el comportamiento de la unión, es por lo anterior que estos parámetros deben ser considerados en el diseño de una junta tipo espiga – empaque - campana. En las figuras 3.28, 3.29, 3.30 y 3.31 se puede observar este aspecto.

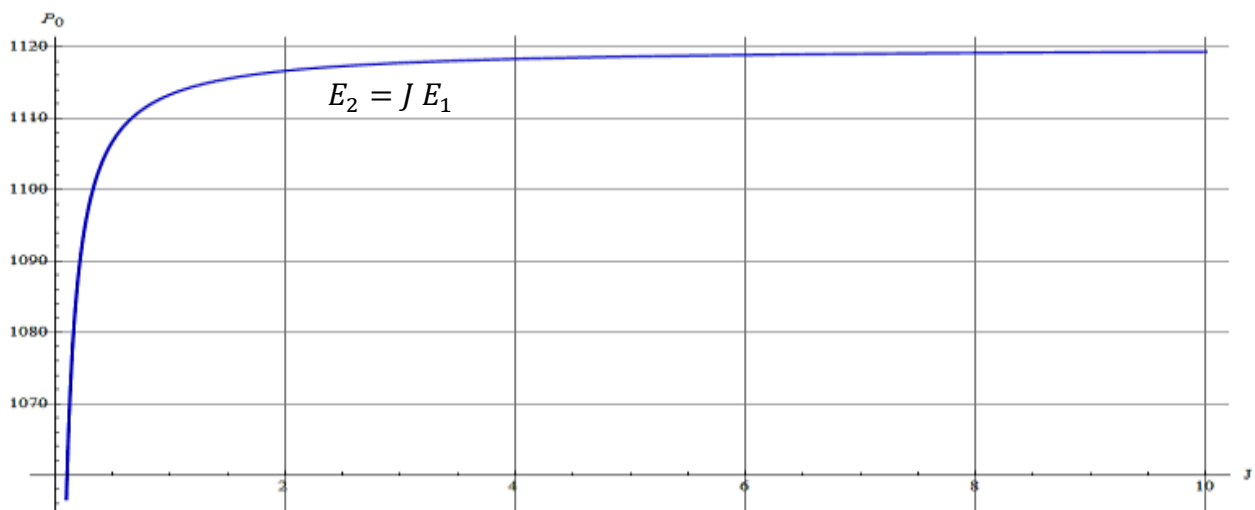


Figura 3. 28 Grafica presión inducida por el empaque – Variación del módulo de elasticidad de la campana

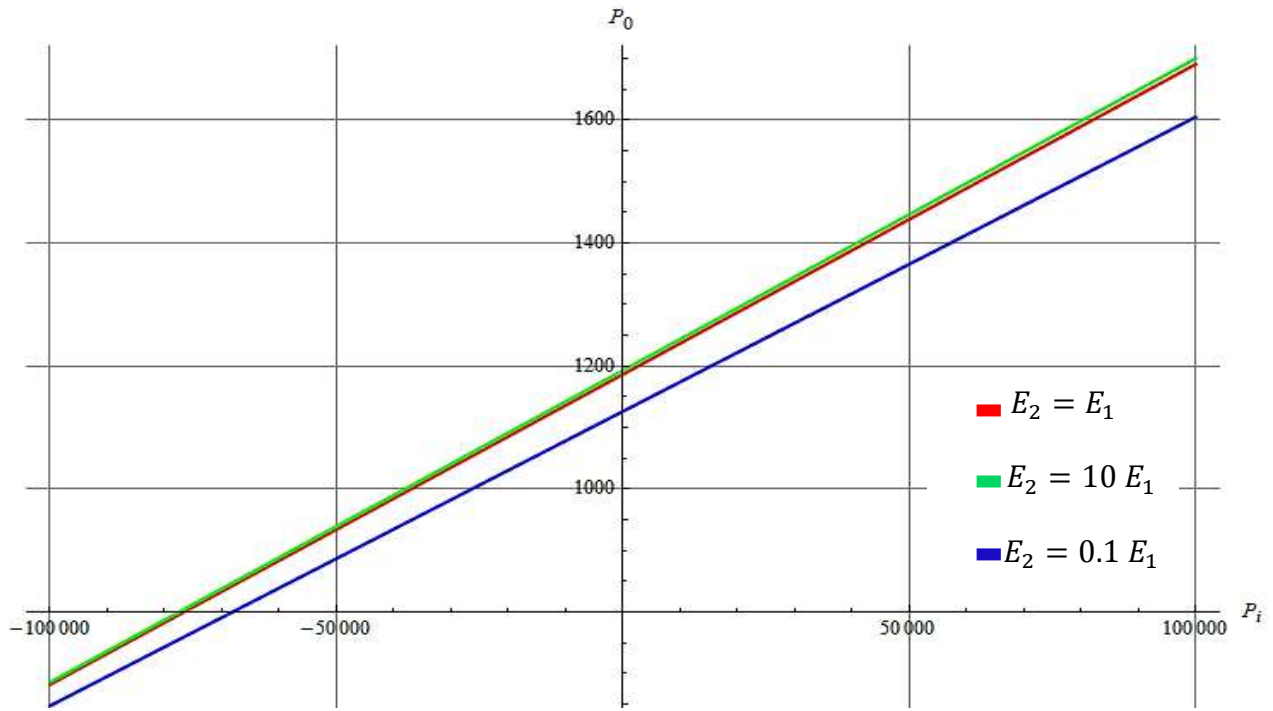


Figura 3. 29 Curvas de presión inducida por el empaque con diferentes parámetros de módulo de elasticidad de la campana – presión interna

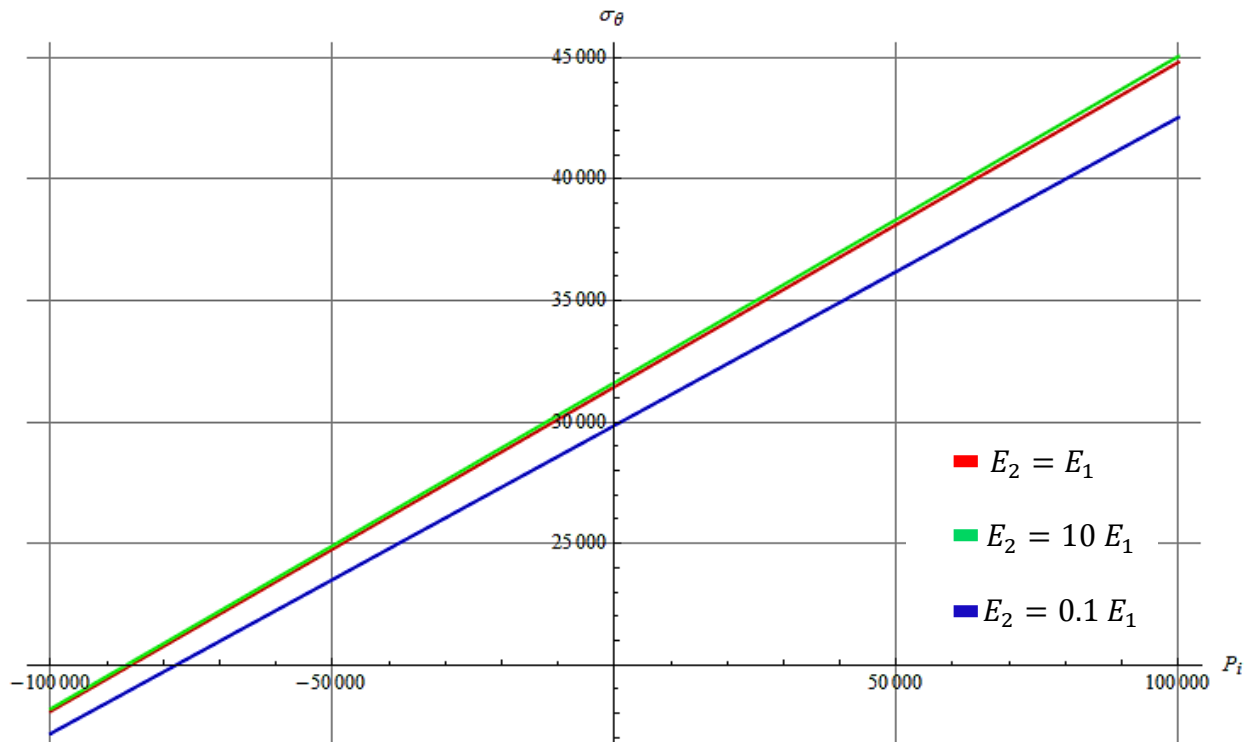


Figura 3. 30 Curvas de esfuerzo tangencial con diferentes parámetros de módulo de elasticidad de la campana – presión interna

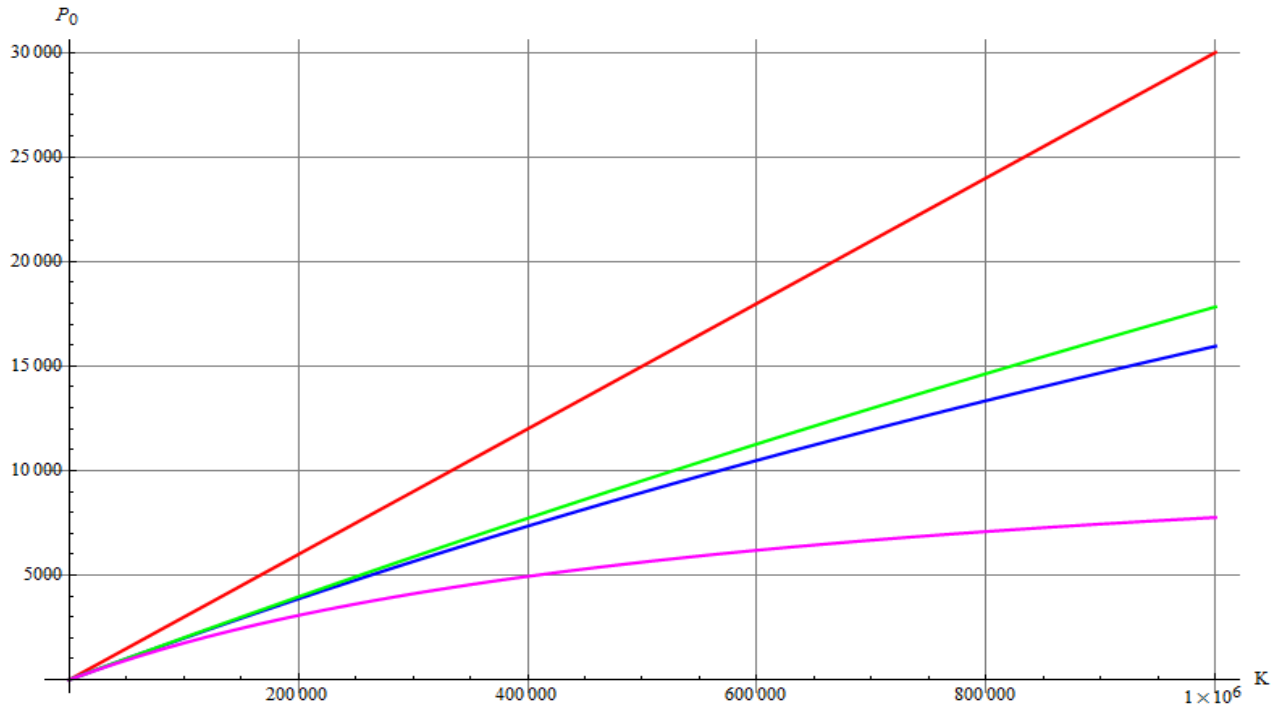


Figura 3. 31 Grafica comparativa entre curvas con distintos módulos de elasticidad de espiga y campana

De igual manera puede visualizarse en las figuras 3.32, 3.33, 3.34, 3.35, 3.36, 3.37, 3.38 y 3.39 la misma tendencia de comportamiento en diámetros grandes.

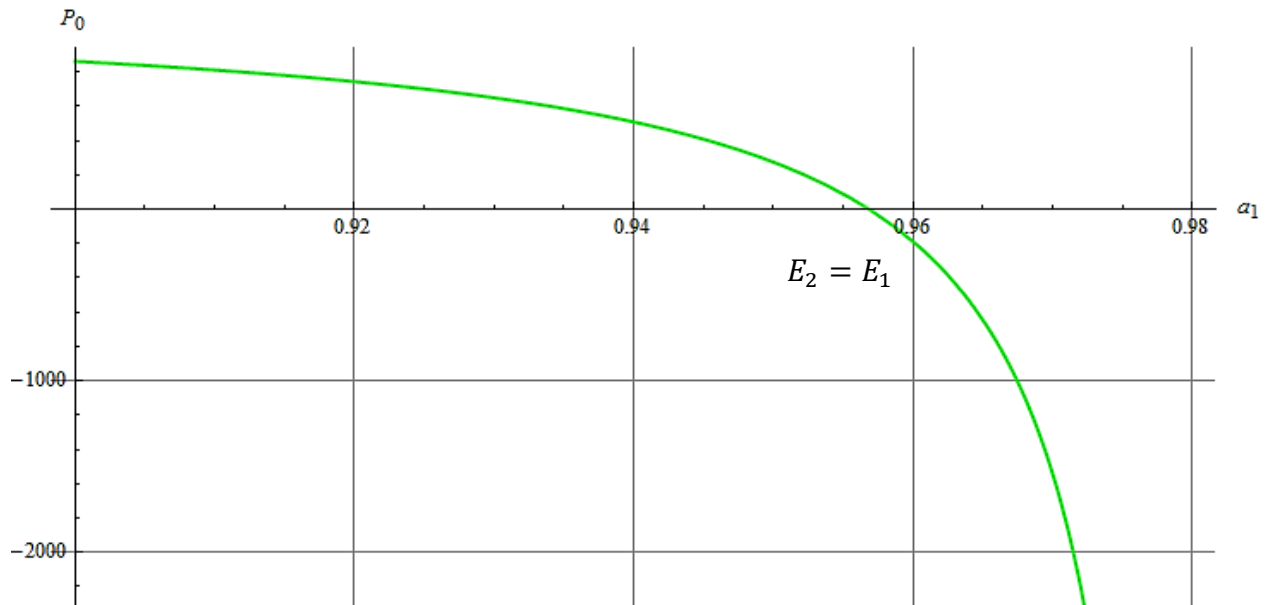


Figura 3. 32 Grafica presión inducida por el empaque – espesor de pared de la espiga

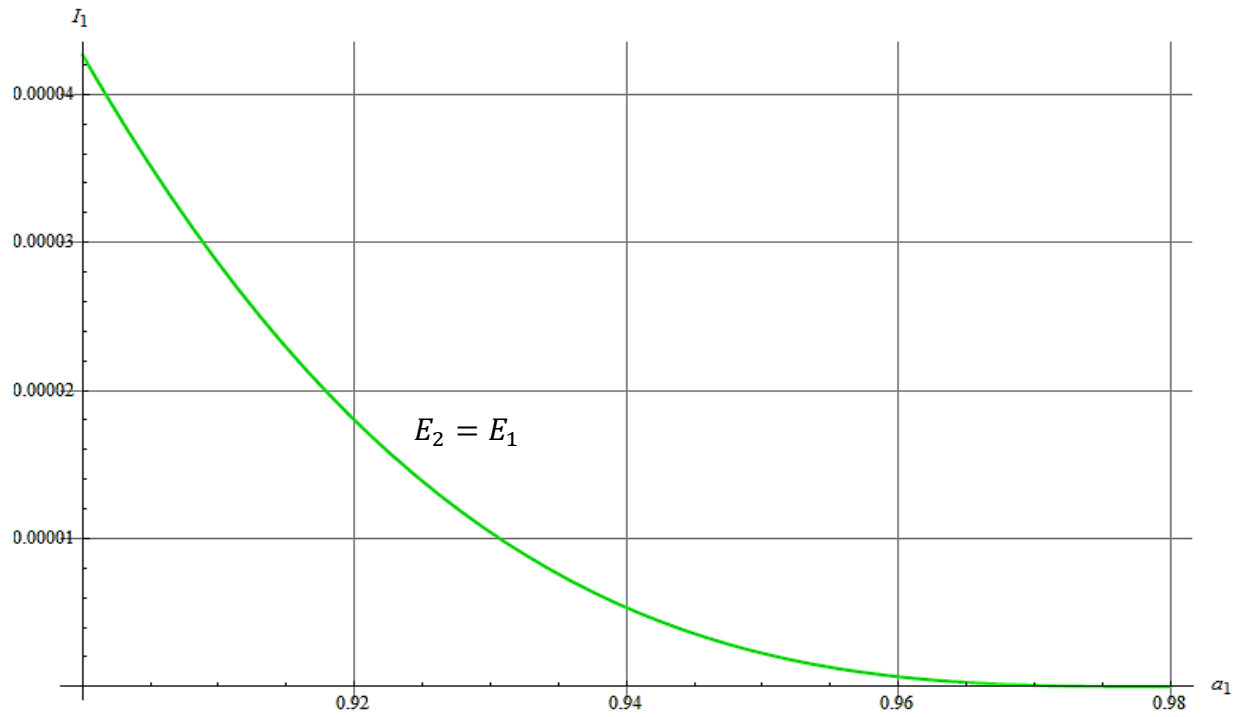


Figura 3. 33 Grafica momento de inercia – espesor de pared de la espiga

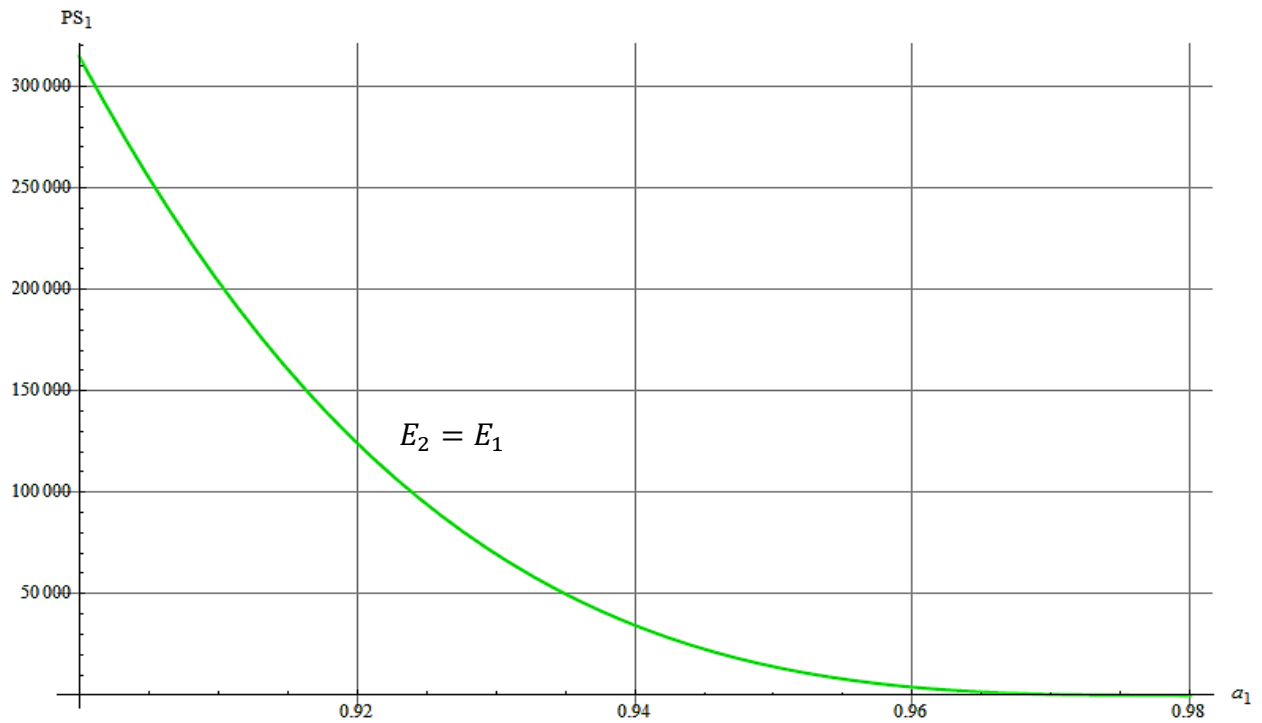


Figura 3. 34 Grafica rigidez de anillo – espesor de pared de la espiga



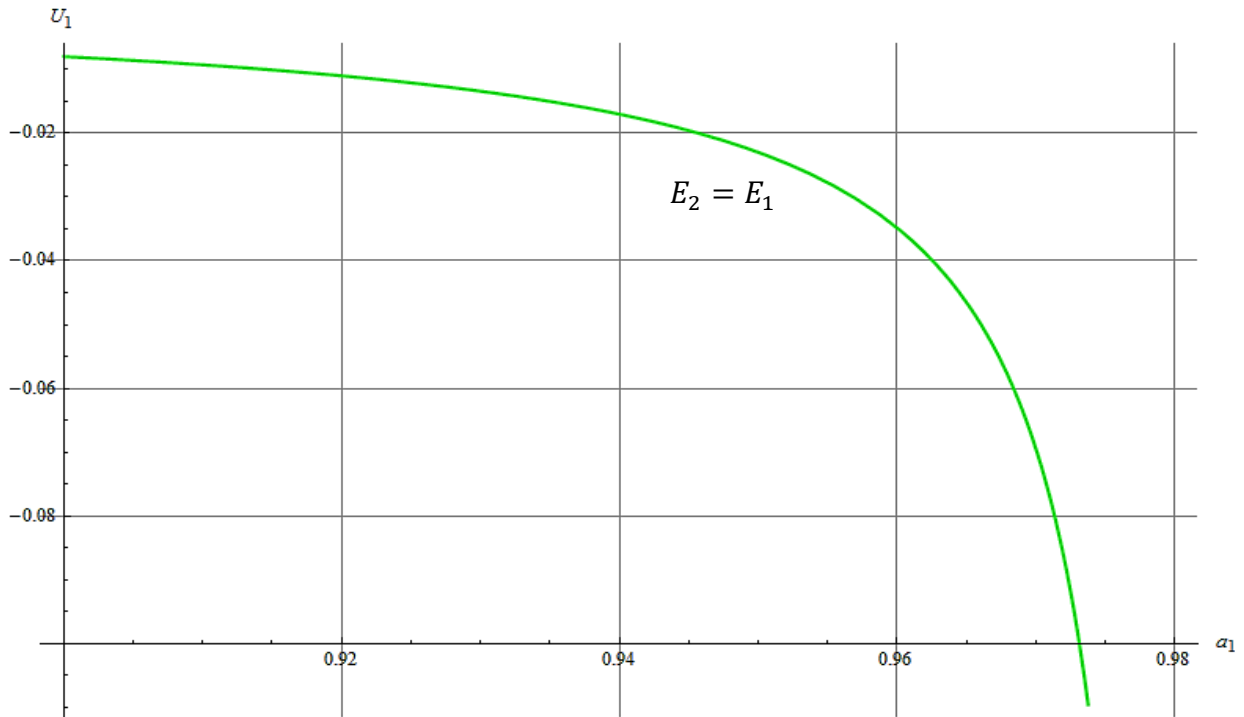


Figura 3. 35 Grafica deflexión de la espiga – espesor de pared de la espiga

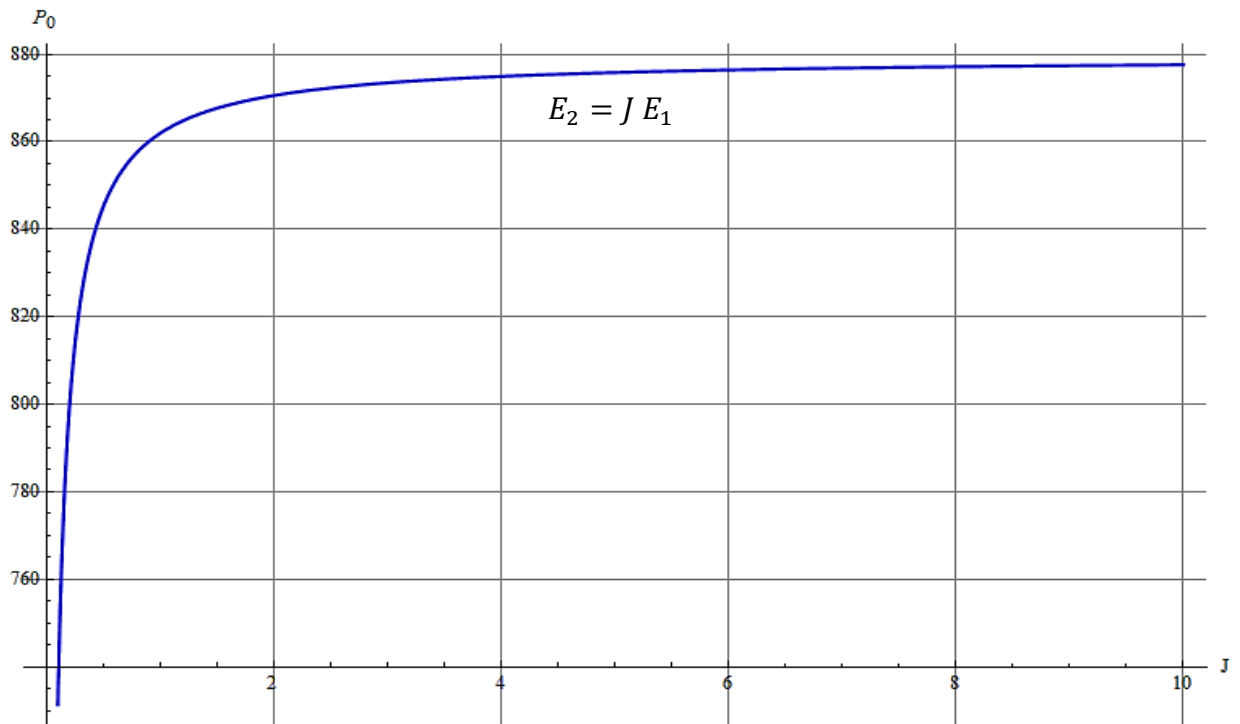


Figura 3. 36 Grafica presión inducida por el empaque – Variación del módulo de elasticidad de la campana

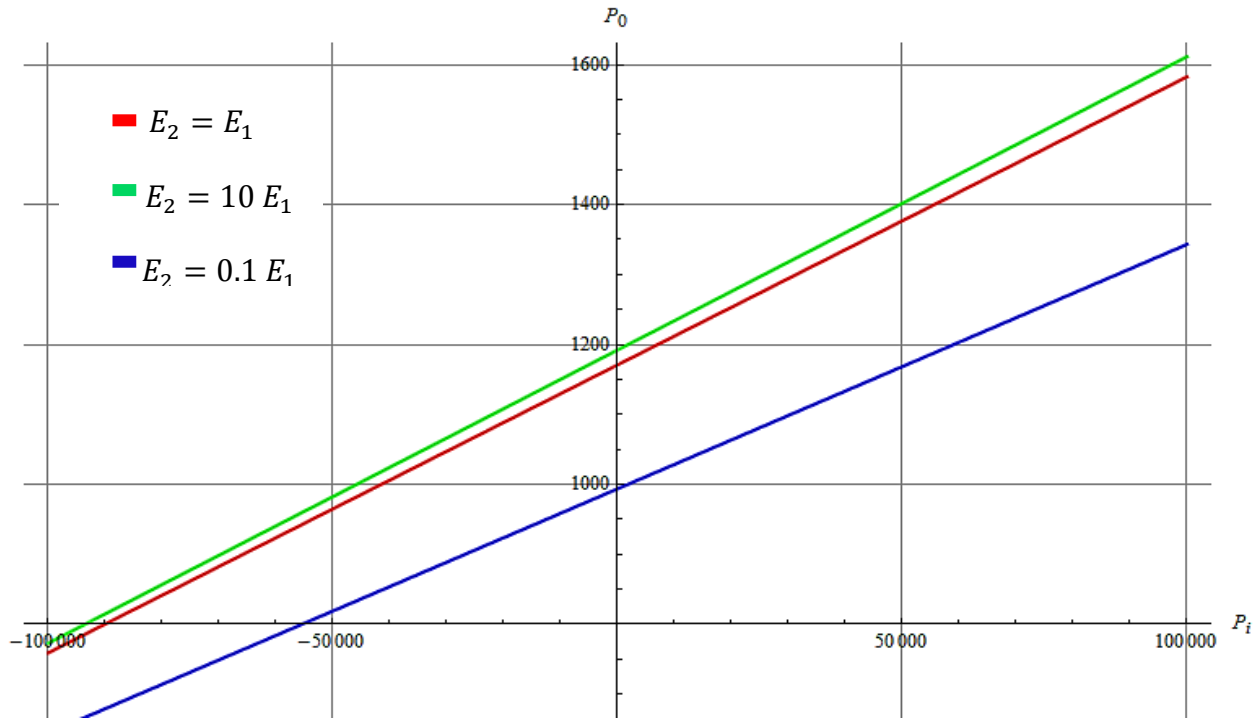


Figura 3. 37 Curvas de presión inducida por el empaque con diferentes parámetros de módulo de elasticidad de la campana – presión interna

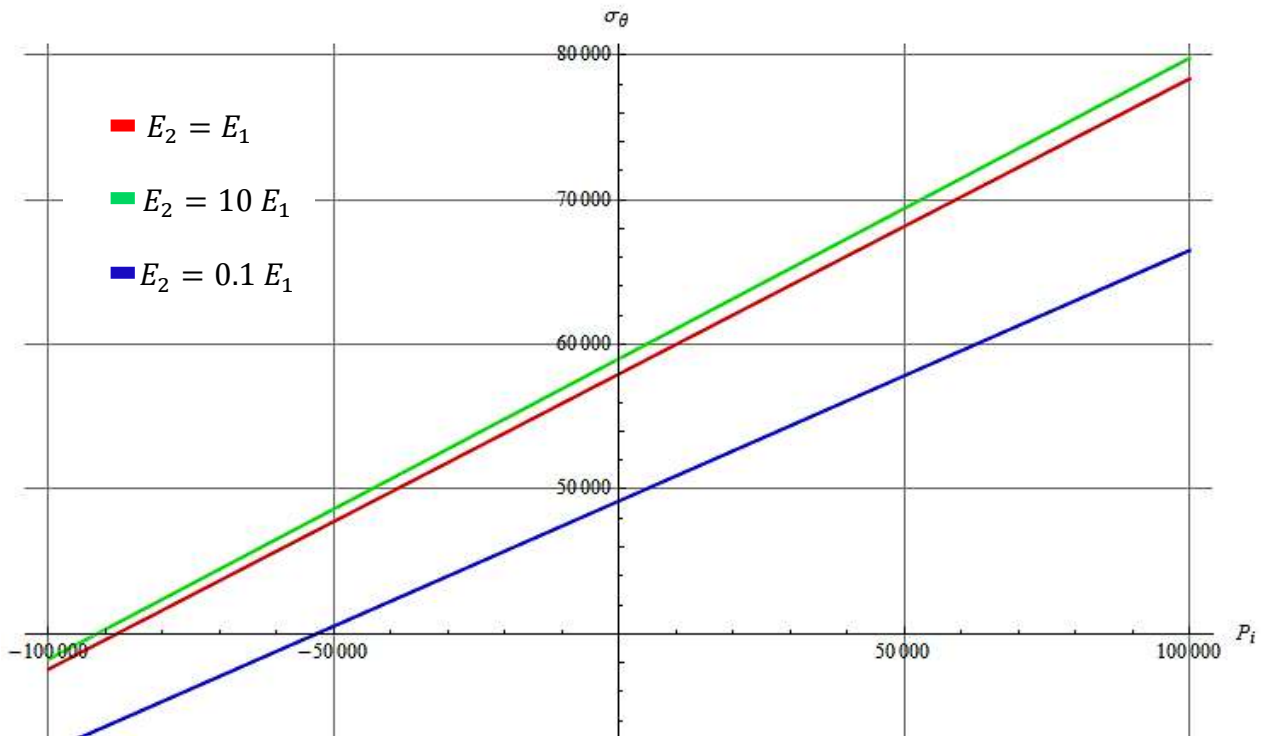
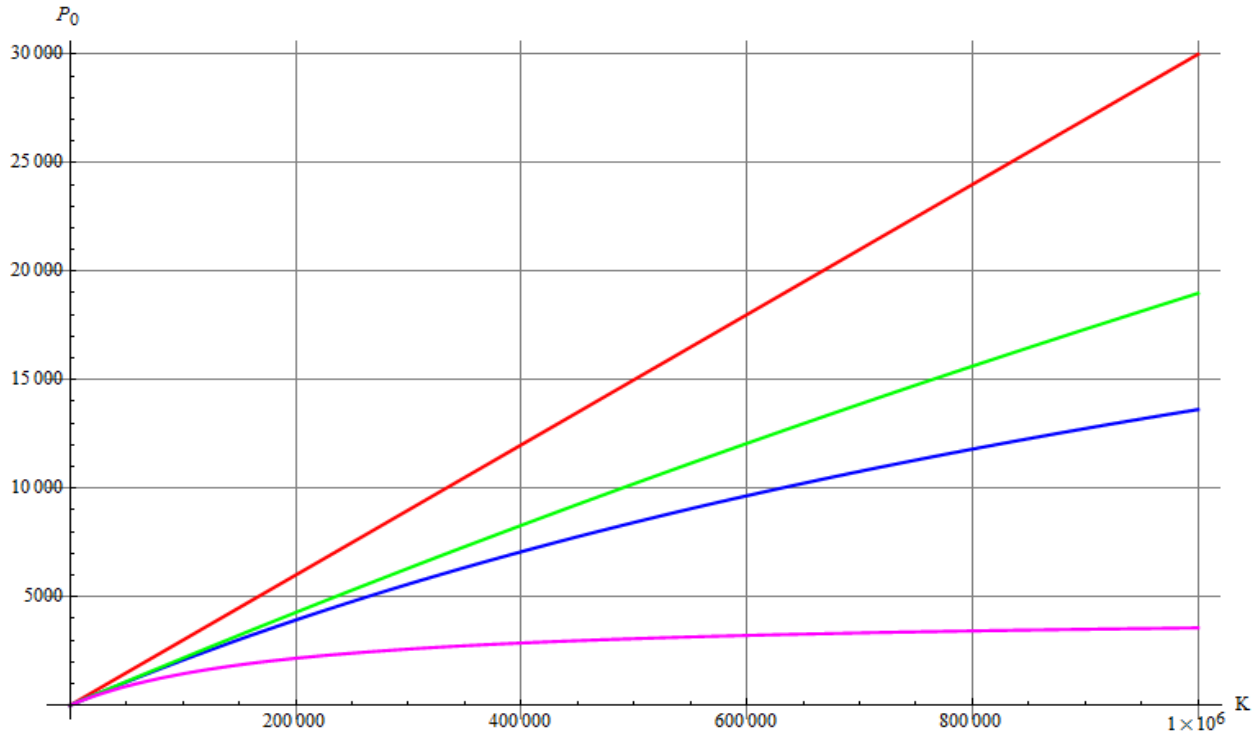


Figura 3. 38 Curvas de esfuerzo tangencial con diferentes parámetros de módulo de elasticidad de la campana – presión interna



**Figura 3. 39 Grafica comparativa entre curvas con distintos módulos de elasticidad de espiga y campana**

Los resultados obtenidos en este apartado muestran claramente que la magnitud de la presión generada por el empaque entre los dos anillos se ve apreciablemente influenciada por la rigidez de los anillos y la rigidez del mismo empaque, así mismo por las dimensiones del área transversal de cada uno de los elementos que componen la junta y la presión interna generada en la tubería.

---

## Conclusiones

Los resultados obtenidos en el presente trabajo, condujeron a las siguientes conclusiones, las cuales pueden ser agrupadas en dos puntos centrales:

Caracterización del comportamiento mecánico de la junta tipo espiga-empaquete-campana con o sin presión interna ejercida en función de las dimensiones de los elementos que la componen.

Caracterización del comportamiento mecánico de la junta tipo espiga-empaquete-campana con o sin presión interna ejercida en función de las propiedades mecánicas de los elementos que la componen.

En lo referente a la caracterización del comportamiento mecánico de la junta en función de las dimensiones de los elementos que la componen, se concluyó lo siguiente:

- a) Las cargas principales a las que se somete una junta tipo espiga-empaquete-campana son: la presión perimetral ejercida por el empaque sobre la cara interna de la campana y la cara externa de la espiga.
- b) La carga que ejerce el empaque sobre las superficies de los anillos que lo confinan se ve influenciada por el espesor de los anillos.
- c) La rigidez de anillo está directamente relacionada con las dimensiones del área transversal mediante su momento de inercia.
- d) Es notoria la disminución que sufre la presión generada por el empaque al ser ejercida una presión interna ya sea positiva o negativa.

Los puntos anteriores indican claramente que la hermeticidad de la junta no solo depende del empaque si no de las dimensiones de los anillos, de la interacción que se tiene entre los tres elementos y de la magnitud de la presión interna ejercida.

Por otro lado, en lo referente a la caracterización del comportamiento mecánico de la junta en función de las propiedades mecánicas de los elementos que la componen, se concluyó lo siguiente:

- a) La carga que ejerce el empaque sobre las superficies de los anillos que lo confinan se ve influenciada por las propiedades mecánicas de los anillos.
- b) La relación de rigidez que existe entre la espiga y la campana es un parámetro que debe ser tomado muy en cuenta, ya que como se reporta, está directamente relacionada con el comportamiento de la presión ejercida por el empaque.
- c) La carga que ejerce el empaque depende no solo de las propiedades mecánicas de los anillos que lo confinan o de la relación de rigideces entre la espiga y la

campana, sino también de la propia rigidez del empaque, ya que como se muestra es muy diferente su comportamiento.

- d) El esfuerzo tangencial registrado en la campana está influenciado por la magnitud de la presión interna generada y la relación de rigideces entre la espiga y la campana.

Los resultados obtenidos en el presente estudio muestran claramente que el análisis de la hermeticidad en las juntas tipo espiga-empaque-campana es un tema que no ha sido agotado.

Asimismo, como se comentó en un principio se recomienda en un futuro incluir la presión que genera el medio de confinamiento y analizar los efectos que esta causa al comportamiento de la junta.

# Anexos

## Anexo A

MEMORIAS DEL XVI CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM  
22 al 24 DE SEPTIEMBRE, 2010 MONTERREY, NUEVO LEÓN, MÉXICO

Derechos Reservados © 2010, SOMIM

# TRANSMISIÓN DESCARGA A TRAVÉS DE UN MEDIO ELÁSTICO A UN ANILLO CIRCULAR CONFINADO

<sup>1</sup>J. Cortés-Pérez, <sup>1</sup>F. P. Delgado G., <sup>1</sup>F. N. García Castillo, <sup>2</sup>A. Reyes S., <sup>3</sup>R. Cornejo T. y <sup>3</sup>J. Raigosa V.

<sup>1</sup>Centro Tecnológico Aragón, FES Aragón, UNAM. Av. Rancho seco s/n, col Impulsora, cd. Nezahualcóyotl, Edo de México.  
C.P. Tel: 56 23 09 70

<sup>2</sup>Centro de Investigaciones Multidisciplinarias Aragón, FES Aragón, UNAM. Av. Rancho seco s/n, col Impulsora, cd.  
Nezahualcóyotl, Edo de México. C.P.

ADS Mexicana S. A de C. V., Carretera a villa de García Km. 0.8, Santa Catarina, Nuevo León.  
Tel: (81) 86 25 45 00

jacop@correo.unam.mx, abres@servidor.unam.mx. [roberto.cornejo@adsmexicana.com.mx](mailto:roberto.cornejo@adsmexicana.com.mx)

## RESUMEN.

Se presenta un estudio teórico-experimental sobre la transmisión de carga a un anillo circular a través de un medio elástico que lo confinado con dos diferentes rigideces. El estudio experimental consistió en someter a cargas de compresión una serie de anillos circulares (de dos materiales diferentes) confinados con materiales de diferente rigidez. Los anillos circulares fueron instrumentados con galgas extensométricas en 4 puntos de su pared interna. Para explicar los comportamientos observados, se elaboró un modelo matemático que brinda una aproximación de las deformaciones tangenciales en el borde de la cavidad circular del relleno que aloja al anillo.

Los resultados obtenidos mostraron que existe cierta correlación entre la rigidez del material de confinamiento y la distribución de deformaciones tangenciales en la pared interna del tubo. Así mismo, se encontró que la magnitud de las deformaciones

tangenciales en tensión son mayores cuando la rigidez del confinamiento es pequeña. A través del análisis matemático realizado, se encontró que dicho comportamiento se asocia a la cantidad de carga externa que es transmitida al anillo.

## ABSTRACT.

A theoretical-experimental study about the load transition a cross a elastic media to a constrain circular ring with materials with two different stiffness. The experimental study did consist in hold to compressive load to a serial of plastic rings (with different stiffness) involved in materials with two different stiffness and instrumentated with electrical strain gauges in 4 points in the inner wall. Also was develop a simple mathematical model for explain the experimental behaviour observed. The model allow us calculate the tangential strain in the border or the circular cavity in the involved material.

The experimental results obtained shown the tangential strain distribution

in internal ring wall and a correlation with the involved material stiffness was found. Also, the mathematical analysis has shown certain relationship between the load transition fractions with the tangential strain distribution in the border of the circular cavity of the involved material.

## INTRODUCCIÓN

El estudio de la transmisión de carga a través de un medio elástico constituye un problema importante para la mecánica de sólidos debido a que, en muchos casos reales, la aplicación de una carga sobre un cuerpo se realiza a través de otro cuerpo por contacto entre sus fronteras. Si ambos cuerpos son elásticos, la magnitud de la carga depende del desplazamiento en la frontera común y en general el problema se vuelve complejo ya que para calcular los campos de esfuerzos, deformaciones y desplazamientos en cada uno de los cuerpos es necesario conocer la carga aplicada sobre cada uno de ellos.

Un caso particular de dicho problema es el de un tubo plástico confinado sometido a una carga de compresión aplicada la frontera superior libre del material de confinamiento como el que se muestra en la Figura 1. Tanto el material de confinamiento como el del tubo son elásticos y que el conjunto se encuentra a su vez confinado en una cavidad rectangular rígida.

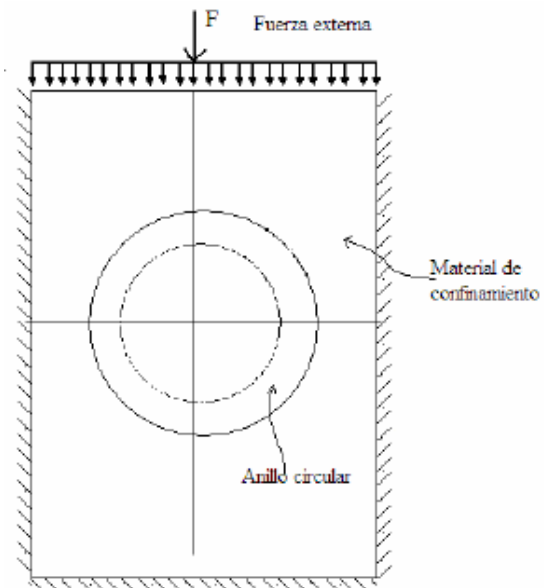


Figura 1. Arreglo de transmisión de carga a un anillo circular a través de un medio de confinamiento elástico.

El problema real al que se asocia en problema que se estudia en el presente trabajo es el de una tubería plástica confinada con tierra en una zanja el cual, difiere del caso que se describe en la Figura 1 en que el material que confina al tubo no es un sólido sino más bien se trata de un medio granular compactado. No obstante, según se reporta en la literatura [1,2], bajo ciertas consideraciones, la tierra compactada puede ser considerada como un sólido elástico cuyo módulo depende del porcentaje de compactación.

En general los procedimientos de diseño de tuberías confinadas actuales emplean modelos que consideran la profundidad a la que está enterrado el tubo, la rigidez del mismo y la compactación del material de relleno.



Dichos modelos sólo brindan condiciones de “riesgo” pero no permiten determinar los esfuerzos, deformaciones y desplazamientos en el tubo. Dichos procedimientos consideran la transmisión de cargas, tanto vivas como muertas, como una presión constante aplicada sobre el tubo que depende sólo de la profundidad a la que está enterrado el tubo. El modelo que generalmente se emplea en el diseño de tuberías es el de Iowa [2] el cual consiste en una expresión matemática para calcular la deflexión vertical de un tubo plástico confinado en función de la rigidez del mismo y del material de relleno. Para ello, Iowa presenta tablas para determinar el módulo elástico del material de relleno en función de la compactación.

Por otro lado, Moore et al [3,4] han presentado estudios sobre el colapso de tuberías en los que se destaca la importancia de la rigidez de anillo del tubo. Así mismo, Moore ha realizado estudios experimentales en los cuales ha estudiado la transmisión de carga a través de la tierra en tubos corrugados de Polietileno de Alta densidad (PEAD) donde reporta el colapso de la tubería por falta de sustento inferior y lateral.

Considerando lo anterior, es claro que el arreglo de la Figura 1 puede ser empleado para aproximar el comportamiento real de tuberías plásticas enterradas teniendo en cuenta las implicaciones de las diferencias respecto al problema real. De cualquier manera el problema en ambos casos es determinar el comportamiento mecánico del tubo conociendo las propiedades mecánicas de éste y del material de confinamiento.

Retomando el arreglo de la Figura 1, es claro que la carga de compresión en la frontera superior del confinamiento se transmitirá al tubo a través de la región que está por encima de éste. Así mismo, el tubo inducirá una carga de reacción al confinamiento. Como se mencionó anteriormente, el problema es determinar el comportamiento mecánico del tubo, es decir: los esfuerzos, las deformaciones y los desplazamientos en el tubo considerando su propia rigidez y la del material de relleno como variables.

Aunque existe una teoría [5] que permiten determinar con buena aproximación la distribución de los esfuerzos axiales en una placa circular con un orificio en el centro sometido a tensión o compresión simple. Dicha teoría no puede ser aplicada al arreglo de la Figura 1 debido a que el tubo presenta cierta resistencia a ser deformado además de que se considera que pudiera existir fricción entre el material de confinamiento y las paredes fijas. Esta condición complica considerablemente la solución del problema aun cuando se emplee algún método numérico debido principalmente a las condiciones de frontera. Es claro que para resolver el problema, es necesario combinar técnicas tanto numéricas como experimentales.

Para explorar el comportamiento mecánico del tubo confinado, a continuación se presenta un estudio teórico-experimental que tiene como fin relacionar la rigidez del material de relleno con las deformaciones y la deflexión que sufren anillos circulares con diferentes rigideces.

## DESARROLLO

### Método Experimental

Para realizar el estudio que se presenta, dos anillos circulares fabricados con diferentes materiales fueron sometidos a cargas de compresión a través de un medio elástico. Para ello se empleó un dispositivo denominado Probador Mecánico Portátil que permite medir la carga aplicada y el desplazamiento vertical del anillo [6].

Para realizar el estudio, se emplearon dos anillos circulares; uno de PVC (A1) y otro fabricado de una resina poliéster (A2), Ambos anillos fueron instrumentados con galgas extensométricas, en la pared interior, en los puntos que se indican en la Figura 2. Los valores de deformación en los puntos instrumentados fue registrados con un equipo P3 de la marca Vishay Measurement group.

Para simular el confinamiento, se maquinaron una serie de piezas como las que se muestran en la Figura 3 en dos materiales diferentes, ambos birrefringentes pero de diferente rigidez R1 y R2 ( $R1 > R2$ ). Como se puede ver en la Figura 3, las piezas fueron maquinadas de tal manera que el confinamiento total del anillo se logra en dos partes, una inferior y la otra superior.

Cada uno de los anillos circulares fue sometido a cargas de compresión en los siguientes arreglos de confinamiento:

- a) Compresión libre (sin confinamiento)
- b) R2 inferior y superior
- c) R1 superior y R2 inferior
- d) R2 superior y R1 inferior

En la Tabla 1 se muestra una relación de las muestras estudiadas identificándolas con una clave para cada prueba realizada.

El comportamiento observado en cada arreglo de carga fue comparado con el que se presentó en el caso de compresión libre poniendo especial atención en la presencia de deformaciones de tensión y su intensidad. Así mismo, se observó la forma geométrica del anillo, en especial en el caso de la muestra de PVC. Como se ve en la Tabla 1, para cada anillo confinado en los dos materiales mencionados y fueron sometidos a carga de compresión.

*Tabla 1. Muestras ensayadas en el estudio*

| Arreglo de Carga                        | Anillo PVC (A1) | Anillo poliéster (A2) |
|---|-----------------|-----------------------|
| Compresión libre (sin confinamiento)    | A1L             | A2L                   |
| Confinamiento R1 inferior y superior    | A1R1lyS         | A2R1lyS               |
| Confinamiento R2 inferior y superior    | A1R2lyS         | A2R2lyS               |
| Confinamiento R1 superior y R2 inferior | A1R1SyR2I       | A12R1SyR2I            |
| Confinamiento R2 superior y R1 inferior | A1R2SyR1I       | A2R2SyR1I             |

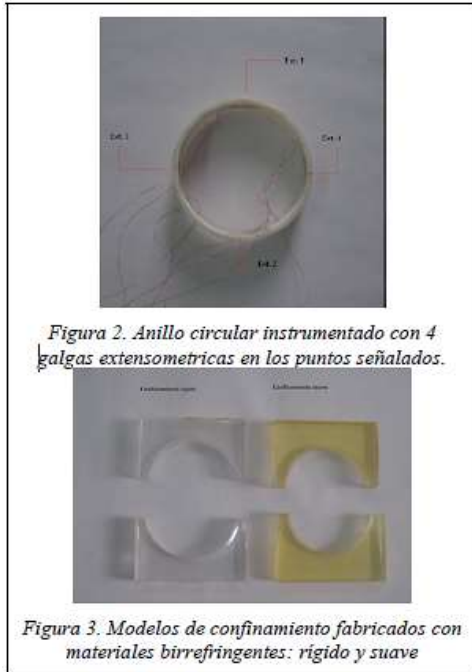


Figura 2. Anillo circular instrumentado con 4 galgas extensométricas en los puntos señalados.

Figura 3. Modelos de confinamiento fabricados con materiales birrefringentes: rígido y suave

## RESULTADOS

### Resultados experimentales

Los resultados obtenidos muestran claramente, que existe una relación directa entre la rigidez del medio de confinamiento y la transmisión de carga al anillo. Como se puede ver en las Figuras 4 y 5 tanto en el anillo más rígido (A2) como en el menos rígido (A1), se observa un comportamiento similar al que presentaron ambos en la prueba de compresión libre que se muestra en la Figura 6. Como se puede ver en las Figuras 4 a 6, en los puntos 1 y 2 se presentan deformaciones y por tanto esfuerzos de tracción que son aproximadamente de la misma magnitud que las de compresión en los puntos 3 y 4. Así mismo, en el caso del anillo A2 se aprecia que después de que se aplica la carga éste toma una forma elíptica que ya ha sido reportada en un trabajo previo [7].

Lo anterior, indica que el confinamiento menos rígido (R2) trasforma la carga

uniformemente distribuida en una carga similar a de compresión libre pero de menor magnitud. Para un tubo enterrado, esta condición es totalmente indeseable ya que por un lado, favorece el colapso del tubo y por el otro el crecimiento de posibles grietas preexistente debido a la aparición de esfuerzos de tracción.

Considerando el modelo de Iowa [1] y los resultados experimentales reportados por Moser [2], la condición donde el anillo es confinado con un material de poca rigidez correspondería con la de un material de relleno pobremente compactado que es la condición no recomendada. En este sentido los resultados obtenidos son consistentes con dicha teoría pero adicionalmente, nuestro experimento brinda una aportación más que es la evidencia de que bajo dicha condición aparecen esfuerzos de tensión que explican varios algunos casos de fallas de tuberías por fractura.

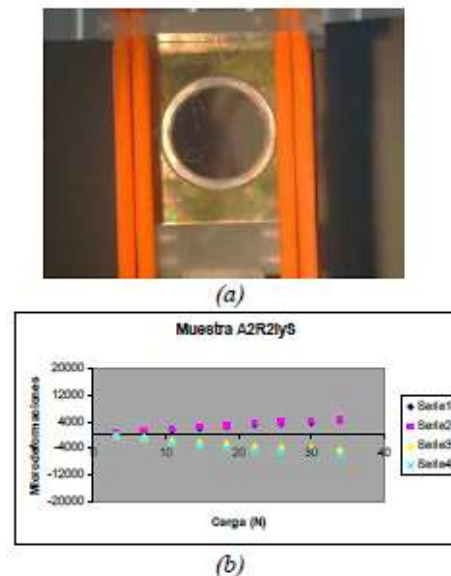


Figura 4. Prueba A2R2lyS a) Deflexión del anillo a plena carga, b) Curva deformación vs Carga.

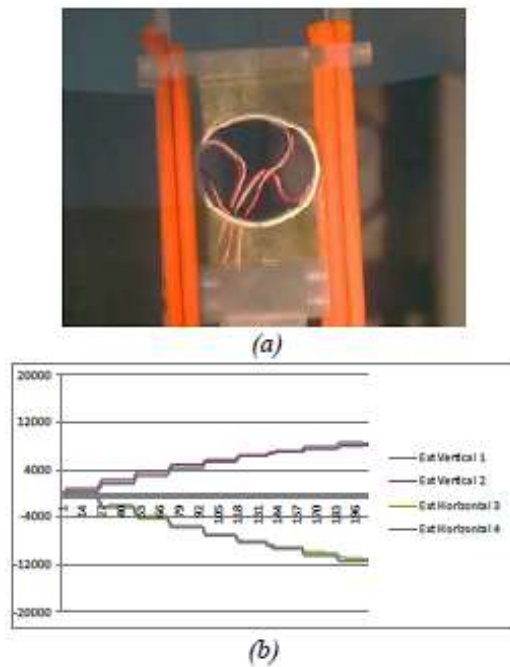


Figura 5. Prueba A1R2lyS a) Deflexión del anillo a plena carga, b) Curva deformación vs Carga.

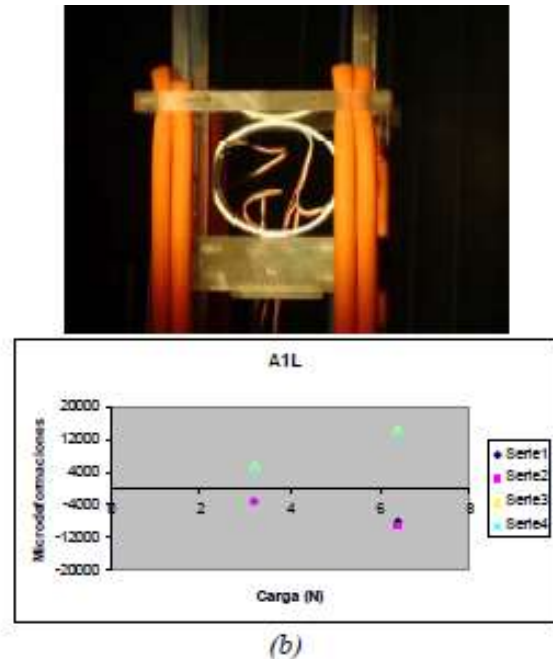


Figura 6. Deflexión del anillo a plena carga, y curva deformación vs Carga para las pruebas: b) A1L

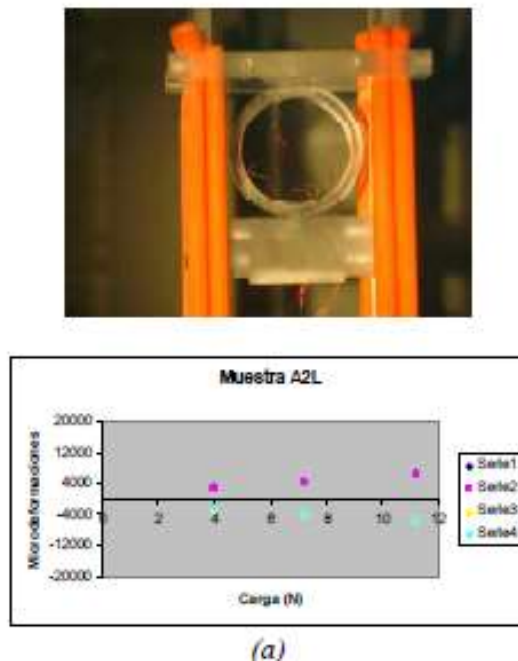


Figura 6. Deflexión del anillo a plena carga, y curva deformación vs Carga para las pruebas: a) A2L

Por otro lado, como se aprecia en la Figura 7 y 8, en los casos en los que tanto el anillo A2 como el A1 fueron confinados con el material de mayor rigidez (R1) el comportamiento fue considerablemente diferente al que se presentó en los casos descritos anteriores. En éstas pruebas las deformaciones de los extensómetros 1 y 2 fueron muy pequeñas incluso en el caso de la Figura 7 el extensómetro 2 presento deformaciones negativas. Como se aprecia en la Figura 7, los extensómetros 3 y 4 presentaron deformaciones negativas con magnitudes similares a las de las pruebas anteriores. Así mismo, en ambos casos la deflexión que sufre el anillo es imperceptible a simple vista lo cual indica que el riesgo de colapso será muy bajo. Este caso corresponde con el de un material bien compactado con un módulo elástico  $E'$  mayor que en el caso de las Figuras 5 y 6 según el

modelo de Iowa [1,2] así como con los resultados reportados por Moser para tuberías plásticas confinadas a un 95% Proctor de compactación [1].

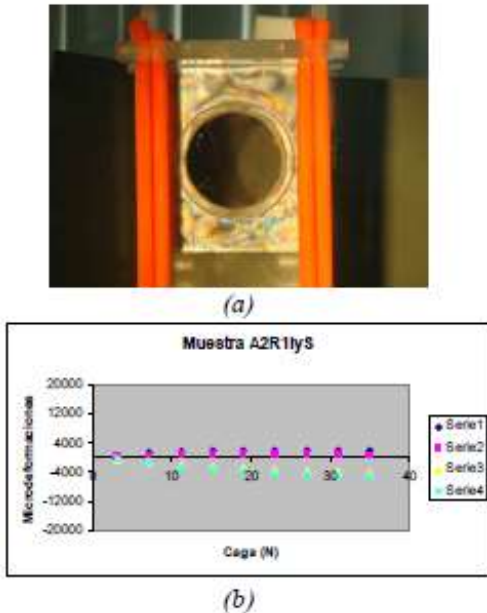


Figura 7. Prueba A2R1lyS a) Deflexión del anillo a plena carga, b) Curva deformación vs Carga.

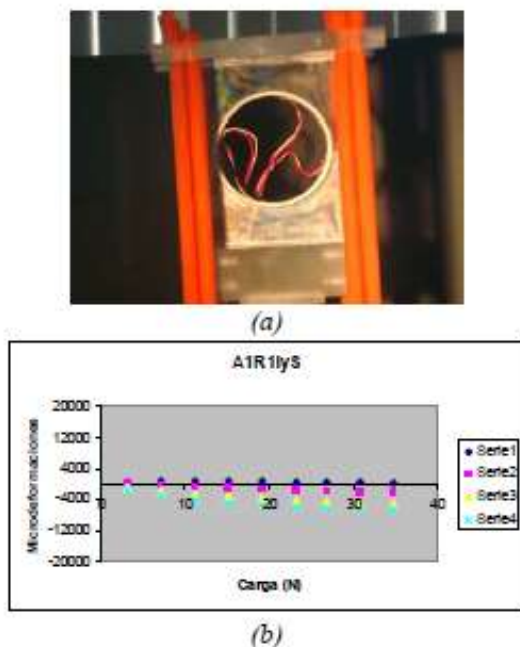


Figura 8. Prueba A1R1lyS a) Deflexión del anillo a plena carga, b) Curva deformación vs Carga.

La condición que se obtuvo en esta parte del estudio, es una condición ideal para un tubo enterrado ya que no sólo el riesgo de colapso es bajo sino que el de crecimiento de grietas en la pared interna debido a que los esfuerzos de tracción son muy bajos o nulos.

Análisis de la transmisión de carga A continuación, se presenta un análisis simple de la transmisión de carga a través del medio elástico empleando el diagrama que se muestra en la Figura 9.

Para fines de estudio se consideran dos casos particulares donde se hacen dos consideraciones sobre la carga aplicada en la parte superior de material de confinamiento: a) la carga es totalmente transmitida hacia la cavidad circular y b) Una parte de la carga se disipa de manera incremental hacia abajo. Como se muestra en la Figura 9, en el primer caso la presión radial alrededor del anillo está dada por:

$$P_r = \frac{F \text{Sen}(\theta)}{2|a-r|\text{Cos}(\theta)} \quad (1)$$

dónde: F es la resultante de la carga uniformemente distribuida "P", que se indica en Figura 9; 2a es el ancho del relleno; r es el radio de la cavidad circular central; Pr es la presión radial aplicada en el anillo.

Así mismo, para el caso 2 en el que una parte de la carga se disipa la expresión correspondiente es:

$$P_r = \frac{F [2-|\text{Cos}(\theta)|] \text{Sen}(\theta)}{2[|a-r|\text{Cos}(\theta)]} \quad (2)$$

Empleando las ecuaciones (1) y (2) se generaron las curvas: Pr vs Θ y Pr - Θ que se muestran en la Figura 10. Como

se puede ver en dicha Figura, en el primer caso la carga tiende a ser uniforme a lo largo de la cavidad circular mientras que en el segundo, la carga tiende a concentrarse en la parte superior e inferior del anillo como se aprecia en la comparación de ambas curvas que se presenta en la Figura 10 c.

Por otro lado, a partir de las ecuaciones (1) y (2) se calcularon los tensores de deformación correspondientes y posteriormente, aplicando un cambiando la base, se obtuvieron los componentes tangenciales de la deformación con las cuales se generaron las curvas  $\varepsilon_{\theta}$  vs  $\Theta$  que se muestran en la Figura 11. En dicha Figura, la curva C1 corresponde con el caso en que la transmisión de carga es integra mientras que la C2 se refiere al caso en el que una parte de la carga transmitida se disipa. En ambos casos, C1 y C2, las deformaciones tangenciales ( $\varepsilon_{\theta}$ ) en tensión alcanzan su valor máximo en  $\theta = \frac{\pi}{2}$  y  $\theta = \frac{3}{2}\pi$  sin embargo la razón entre las deformaciones máximas de compresión y las de tensión es mayor en el caso 2 son mayores que en el 1.

La distribución de las deformaciones tangenciales ( $\varepsilon_{\theta}$ ) de la Figura 11, pueden ser relacionadas con los comportamientos observados en las pruebas experimentales A2R2lyS, A1R2lyS, A2R1lyS y A1R1lyS descritos en la sección anterior. En especial, el comportamiento que presentaron las muestras A2R1lyS y A1R1lyS es similar al del caso 1 ya que las deformaciones tangenciales en los puntos Ext4 y Ext 3 ( $\theta = 0$  y  $\theta = \pi$ ) son de compresión mientras que en los puntos Ext1 y Ext 2

( $\theta = \frac{\pi}{2}$  y  $\theta = \frac{3}{2}\pi$ ) son de tensión pero de magnitud menor que en los primeros dos. De manera análoga, en el caso 2 el comportamiento que muestra la curva C2 de la Figura 11 presenta cierta similitud con el comportamiento observado en las muestras A2R2lyS y A1R2lyS ya que la relación entre las deformaciones de tensión y compresión incrementa en comparación con el caso 1.

Las similitudes encontradas indican lo siguiente:

- El caso 1, el cual se obtuvo considerando que la carga se transmite íntegramente a la cavidad circular y que es representado por la ecuación 1, puede correlacionarse con el comportamiento observado experimentalmente cuando el confinamiento es de mayor rigidez es decir con las muestras A2R1lyS y A1R1lyS.
- El caso 2, para el cual se consideró que una parte de la carga transmitida y que se representa por la ecuación 2, se asocia al caso en el que la rigidez del material de confinamiento es menor que en el caso 1 y que corresponde con las muestras A2R2lyS y A1R2lyS.

Estas similitudes, entre los resultados experimentales y los modelos representados por las ecuaciones (1) y (2), se pueden asociar a que cuando el material de relleno presenta alta rigidez, como en el caso las muestras A2R1lyS y A1R1lyS, las deformaciones tanto verticales como laterales son “pequeñas” y por lo tanto la fricción con

las paredes del dispositivo de prueba es despreciable. Así mismo, cuando la rigidez del material del confinamiento es baja, como sucede en el caso as muestras A2R2lyS y A1R2lyS, las deformaciones verticales y laterales incrementan y por ello es razonable suponer que se desarrollen fuerzas de fricción con las paredes del dispositivo de prueba que se oponen a la carga transmitida hacia el anillo circular. Adicionalmente, se suman a las fuerzas defricción las reacciones del anillo sobre el confinamiento por lo que es razonable suponer que disminuirá gradualmente con la profundidad.

Es claro que existen dispersiones entre los modelos teóricos desarrollados y los datos experimentales obtenidos sin embargo, éstas pueden ser atribuidas a que en la modelación no se cuantificaron: a) las cargas de reacción que el anillo ejerce sobre el material de relleno en su superficie externa, b) las esfuerzos de fricción entre la pared del anillo y la cavidad circular del material de relleno y c) la fricción entre las paredes de la prensa de carga y el material de relleno.

En realidad para determinar con presión el comportamiento del anillo es necesario realizar estudios teórico-experimentales más complejos que salen del alcance del presente trabajo pero que se reportaran en un trabajo futuro. No obstante, los resultados presentados dan cuenta del fenómeno ser empleada para aclarar situaciones de conflicto que pudieran presentarse en la práctica

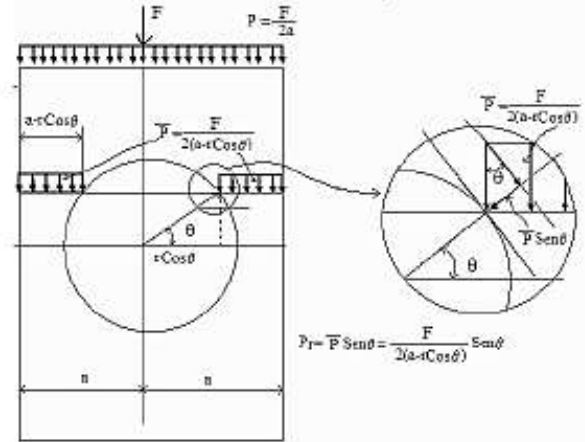


Figura 9. Análisis de la transmisión de carga a través de un medio elástico.

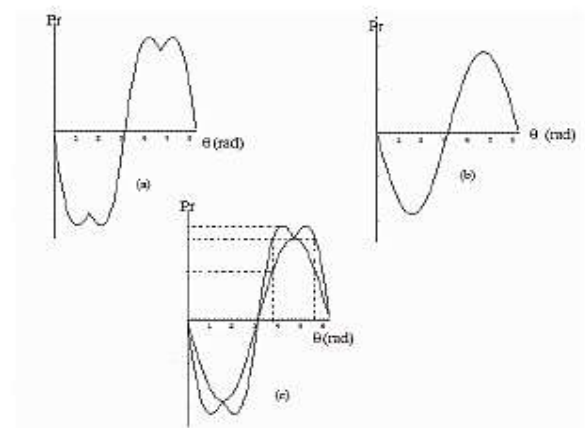


Figura 10. Curvas Presión ( $P_r$ ) vs ángulo ( $\theta$ ) para los casos: a) Transmisión de carga íntegra a través del medio, b) Transmisión de carga con disipación y c) comparación de los dos casos.

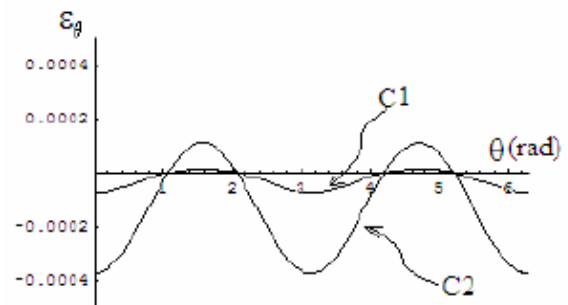


Figura 11. Deformación tangencial ( $\epsilon_\theta$ ) vs posición angular sobre el anillo ( $\theta$ ) para el caso en el que la transmisión de carga es íntegra (C1) y para el caso en que se va disipando la transmisión de la carga (C2).

## CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos en el presente estudio nos permitieron llegar a las siguientes conclusiones:

- a) Se obtuvo un modelo experimental que permite evidenciar los efectos nocivos de un mal confinamiento en el comportamiento mecánico de un tubo confinado.
- b) Se encontró una correlación entre la rigidez del material de relleno, la deflexión del mismo anillo confinado y la aparición de esfuerzos de tensión en la pared interna del mismo.
- c) Se propuso un modelo matemático simple que explica con razonable precisión los comportamientos observados experimentalmente.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores desean dar un agradecimiento al programa: PROINNOVA del CONACYT no de solicitud 133652 por el apoyo financiero proporcionado para la realización del presente trabajo. Así mismo se extiende un agradecimiento a los alumnos: Rodrigo Jesús Montalvo Franco, José Manuel Zarazúa Medina, Rene Flores Hernández y a los técnicos académicos: C. Antonio González Montaña e Ing. Alberto Higuera García por el apoyo técnico proporcionado.

## REFERENCIAS

1. - Moser A.P., Buried pipe design, Editorial McGraw-Hill, 2001.
- 2.- Plastic Pipe Institute, Estructura tubería/relleno pp 11-12, [www.plasticpipe.org](http://www.plasticpipe.org)
3. - Ian D. Moore and Ernest T. Seling. Spetial Technical Publication1093 Burried Plastic Pipe Technology, ASTM, Philadelphia , pp.344.359. (1990).
4. - Ian D. Moore. Analytical Theory for Burried Tube Postbuckling. Journal of Engineering Mechanics. Vol. III, No. 7. pp. 936-951. (1984)
- 5.- G. E. Dieter, Mechanical Metallurgy, McGraw-Hill, 1961. 6- J. Cortés-Pérez, A. Reyes S., J. J. Llanito P., L. Marín E., J. Raigosa B. y R. Cornejo T. Diseño de un dispositivo mecánico para visualizar la distribución de esfuerzos en elementos típicos sometidas a compresión. Memorias del XIV Congreso Internacional anual de la SOMIM. Pp 179-188 (2008).
- 7.-J. Cortés-Pérez, R. Rojo V., M. Robles, J. A. Souza J., G. Bisiacchi G., G. Pulos C.,R. López y S. Martínez G. Estudio del comportamiento mecánico de tuberías con pared estructura de PEAD para drenajes sanitarios. Memorias del X congreso Anual de la Sociedad Mexicana de Ingeniería Mecánica. Pp. 314-323. (2004)



## Anexo B

15<sup>th</sup> International Conference on Experimental Mechanics  
ICEM15

PAPER REF: 3114

### LOAD TRANSMISSION TOWARD A PLASTIC RING VIA AN ELASTIC MEDIA WITH SEVERAL STIFFNESS

Jacinto Cortés<sup>1(\*)</sup>, Fernando N. García<sup>2</sup>, Francisco M. Sánchez<sup>3</sup>, Alberto Reyes<sup>4</sup>, Rodrigo J. Montalvo<sup>5</sup>

<sup>1, 2, 4, 5</sup> Centro Tecnológico Aragón, FES Aragón, UNAM. Av. Rancho Seco s/n, Col. Impulsora, Cd. Nezahualcóyotl, Edo. de México, México, C.P. 57130.

<sup>3</sup> Instituto de investigaciones en materiales, Universidad Nacional Autónoma de México. Apdo. Postal 70-186, Cd. Universitaria, México, D.F. C.P. 04510.

(\*)Email: [jacop@unam.mx](mailto:jacop@unam.mx)

### ABSTRACT

A case of load transmission via an elastic media is presented. Our case consists in a compressive load uniform applied on a plane surface which is transmitted to a circular plastic ring on which is desired to know the stress state. For obtain the last, was applied an image analysis technique for determinate the displacement field trough the elastic media to plastic ring and in this way the load over the ring was determinate. Then a finite element program was employed for determinate the strain and stress state in the plastic ring. The theoretical results were compared with experimental results obtained by the instrumentation of the inner surface of the ring with electrical strain in several points.

**Keywords:** Load transmission, plastic pipe.

### INTRODUCTION

The study of load transmission trough an elastic medium is an important problem for solid mechanics. Many cases of mechanical behavior of bodies present the problem that the external charge is not applied directly on the body; it is transmitted by other body. Further this body is an elastic body and therefore the problem is more complex. Some of these problems are the state of stress in a plastic pipe buried that is the problem that treats here. Determinate the state of stress in the pipe is very important because it corresponding with the: mechanical designing of the pipe in drainage systems. In fact currently the international standards [1-7] just consider parameters as: soil compaction, ring stiffness, and others. Also, the Iowa equation [8, 9] allow us calculate the relationship between maximum pipe deflection with the earth compaction but with the stress not. Some authors have been proposed numerical models for study the phenomena and the main problem that they found was the correct boundary conditions [10, 11].

Other complication of the plastic pipes is the visco-elastic behavior. As it is well known visco-elastic materials don't should work under constant load because the strain increase in continuum way until the pipe' collapse occurs. Also due to the environmental stress effect it is don't convenient that tension stress (tangential stress in this case) result after the installation or they should be small because if it are large the slow crack grow. In the present work the load transition through an elastic media to a plastic pipe buried is treated. For simplicity the problem was idealize as an experimental model consists in a compressive load uniform applied on a plane surface, through a compressive load device, which is transmitted to a circular plastic ring on which is desired to known the stress state. A procedure for determinate the tangential strain is develop next.

## EXPERIMENTAL PROCEDURE

As we said before, for our study it was designing an experimental model as is show in the Figure 1. As it can see in this Figure the components of our model are: A charge device, a set of elastic media, a set of rings instrumented with strain gauges. The charge device is compressive charge equipment; the elastics media are two parts which wrap the ring and is collocate in the charge device. The rings are two different materials with 2 in of external diameter, one with stiffness  $S_1$  and the other with stiffness  $S_2$  such that  $S_1 > S_2$ .

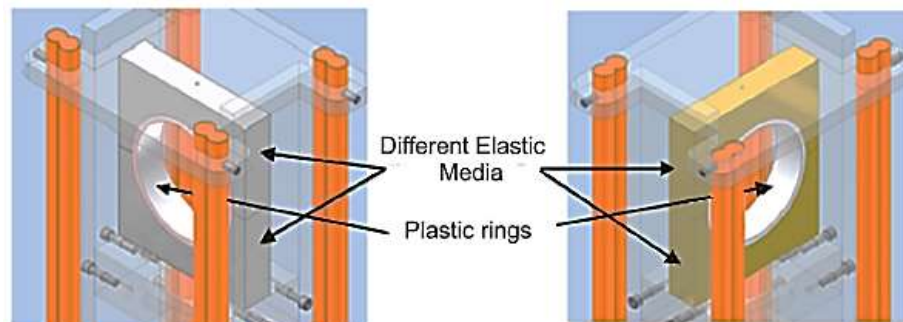


Figure 1. Experimental model

Also, we employed two elastics media with different elastic modulus  $E_1$  and  $E_2$  respectively such that  $E_1 > E_2$ . As it is shown in the Figure 2, was draw in each one elastic media a quadrangular grid.

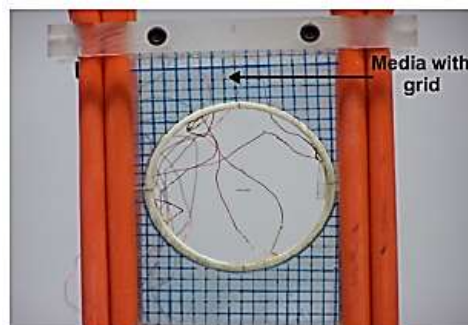


Figure 2. Experimental model

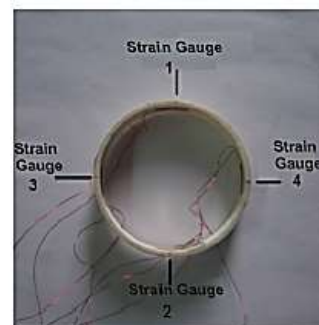


Figure 3. Plastic Ring instrumented with four strain gauges.

Each plastic ring was instrumented, in inner wall, with four electrical strain gauges as it is shown in the Figure 3. The experimental arrangement was fixed to a framework and the strain gauges connected to a P3 equipment from Vishay®. In the Table 1 it is shown a list of samples used in the present work.

Table 1. List of samples used in the present study

| Sample  | Ring Stiffness | Elastic modulus of elastic media | Kind of sample                           |
|---------|----------------|----------------------------------|--|
| S1PNGE1 | S1             | E1                               | Physical without grid                    |
| S1PNGE2 | “              | E2                               | “  |
| S2PNGE1 | S2             | E1                               | “  |
| S2PNGE2 | “              | E2                               | “  |
| S1PGE1  | S1             | E1                               | Physical with grid draw                  |
| S1PGE2  | “              | E2                               | “  |
| S2PGE1  | S2             | E1                               | “  |
| S2PGE2  | “              | E2                               | “  |
| S2NE2   | “              | “                                | Numerical set plastic ring-elastic media |
| S2NE1   | “              | E1                               | “  |

On the other hand, employing the FEM software Algor® two numerical models of "plastic ring-elastic media" were made considering two boundary conditions. The first, as it is shown in the Figure 4(a), consider all the external walls of the elastic media fixed, except the surface where the load is applied.

The second boundary condition, as it is shown in the Figure 4(b), considers only the low surface fixed and the uniform load applied on the upper surface.

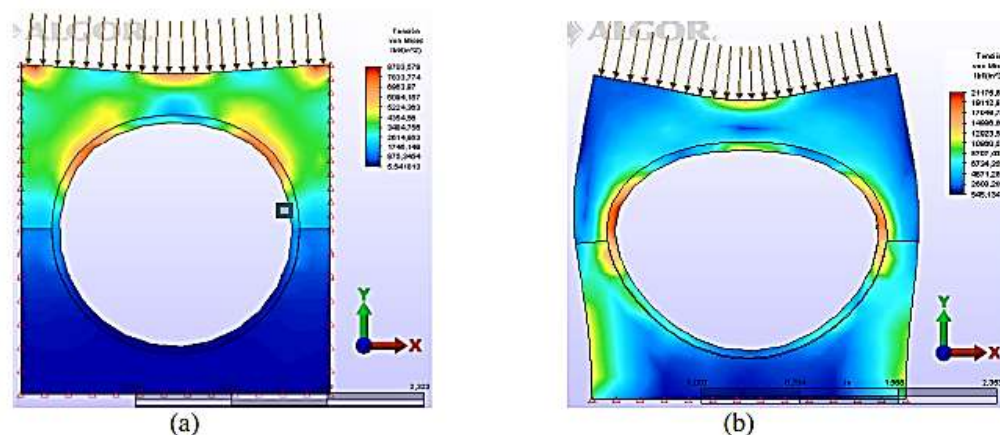


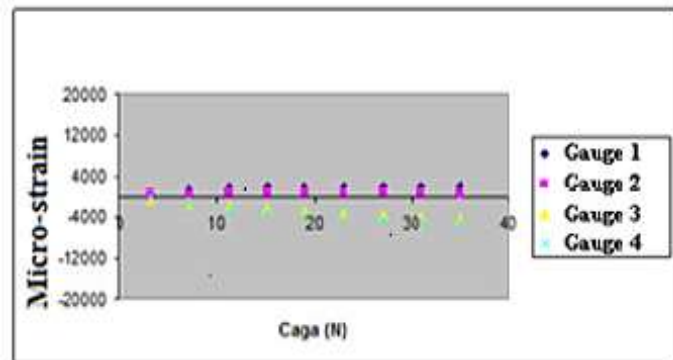
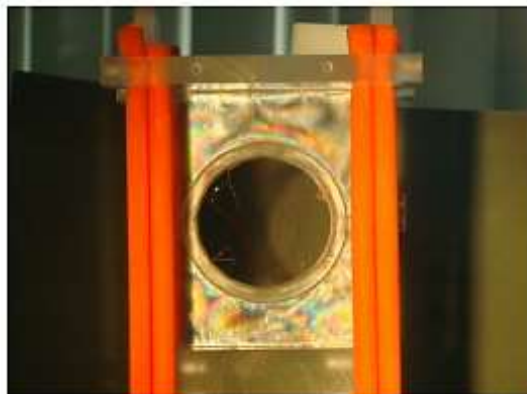
Figure 4. Numerical models in FEM. a) External walls fixed b) Surface fixed

## RESULTS

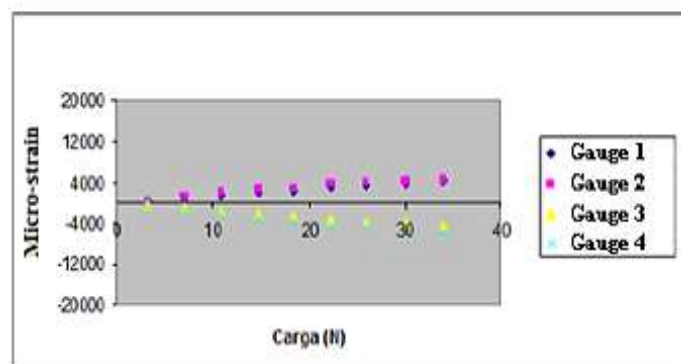
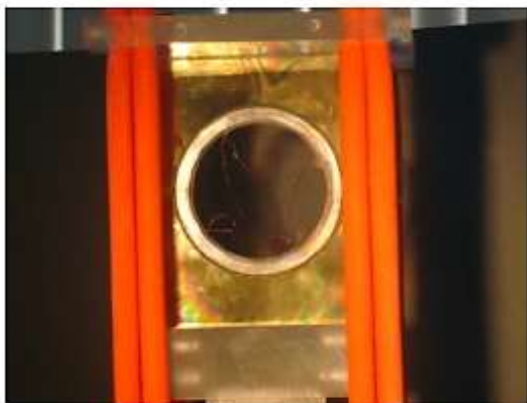
### Preliminary study

The experimental results are shown clearly in the Figure 5. As we can see in the Figure the strain distribution in the inner wall of the plastic ring is strongly dependent with the elastic media stiffness. In the Figure 5(a) corresponding with a ring, with stiffness  $S1$ , with elastic media with higher elastic modulus ( $E1$ ) the strain in the upper and opposite down side, gauge 1 and gauge 2, are near to zero while the other two, gauge 3 and gauge 4, are compression strain and take the same value when the charge increase.

On the other hand, the Figure 5(b) it presents the behavior of the case where the ring with stiffness is  $S1$  and the elastic media have the lower elastic modulus ( $E2$ ). As it can be seen the strain in the upper and opposite down side, gauge 1 and gauge 2, are in tension and take the same value when the load increase. Also the lateral points, gauge 3 and gauge 4, are in compression strain with practically the same absolute value to the other two points.



(a)



(b)

Figure 5. Effect of the load transmission toward a plastic ring via an elastic media with: a) high stiffness and b) low stiffness.

## Numerical models

In the Figure 6 it is shown the  $\epsilon_{xx}$  and  $\epsilon_{yy}$  pattern for the sample S2NE2 for both condition describe in the Figure 4. Also, in the Figure 7 it is shown the  $\epsilon_{xx}$  and  $\epsilon_{yy}$  pattern for the sample S2NE1 under the same boundary conditions. As is clear in the Figures there are not consistence between the experimental and theoretical results.

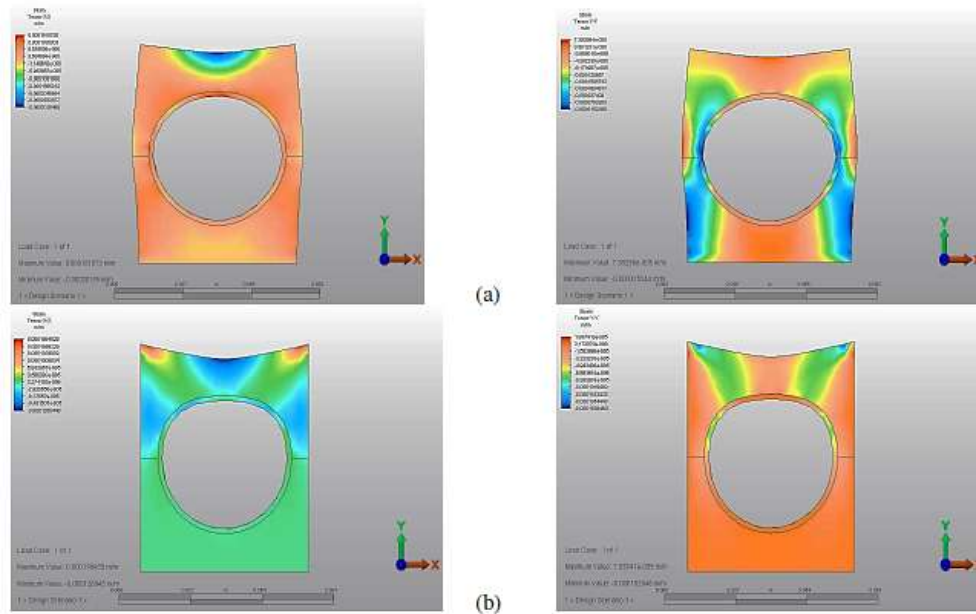


Figure 6.  $\epsilon_{xx}$  and  $\epsilon_{yy}$  pattern for the sample S2NE2 with boundary conditions a) as Figure 4(a) and b) as Figure 4(b).

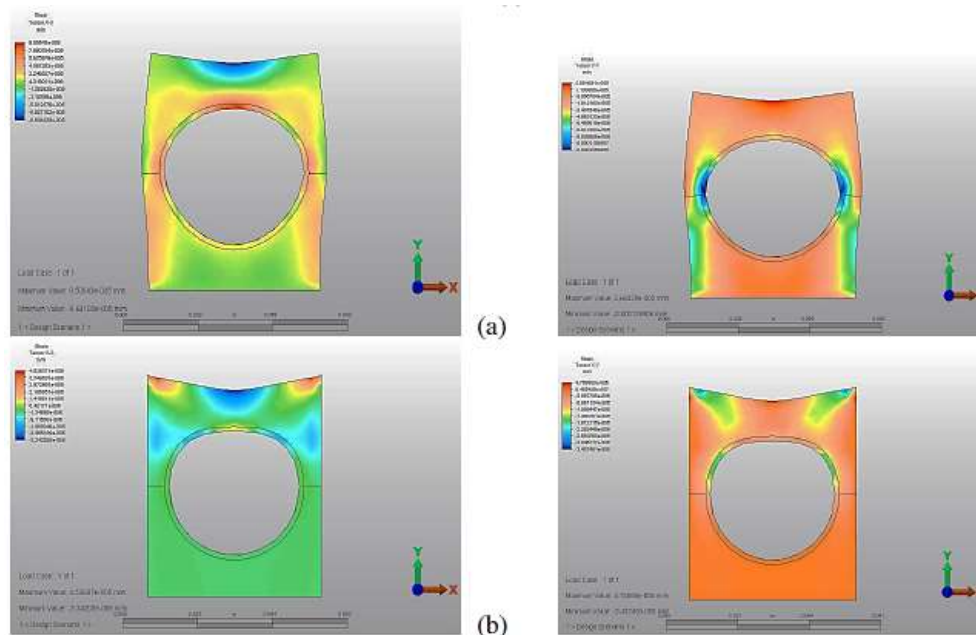


Figure 7.  $\epsilon_{xx}$  and  $\epsilon_{yy}$  pattern for the sample S2NE1 with boundary conditions a) as Figure 4(a) and b) as Figure 4(b).

For solve the last problem we use the samples with the grid draw it is: S1PGE1; S1PGE2, S2PGE1 and S2PGE2. As it was explain in the experimental procedure section the sample was mounted in the load framework and we take a picture before and after the load application. Then two picture are analyzed with a semi-automatic software for obtain a displacement field as is shown in the Figure 8 and 9.

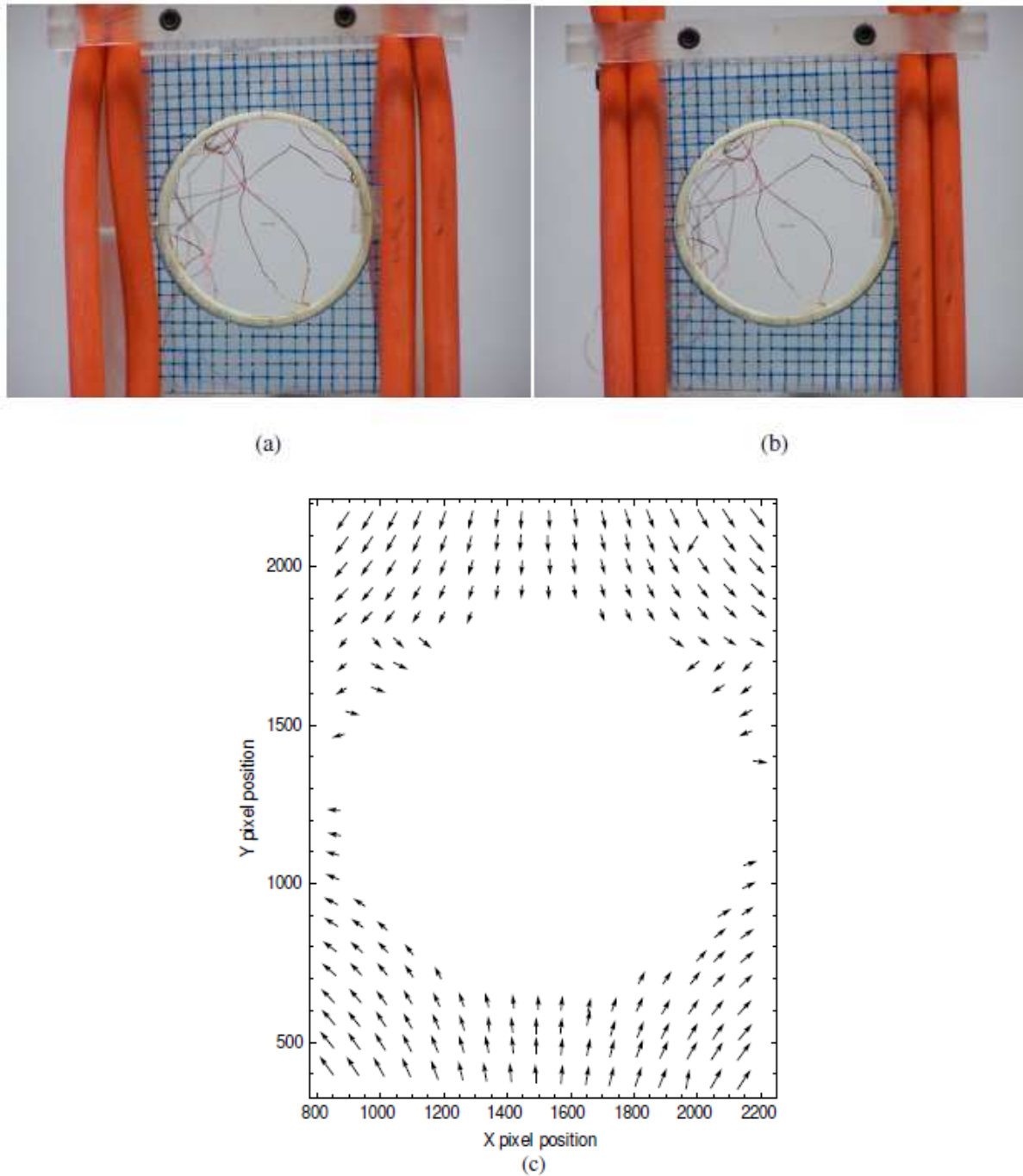


Figure 8. Images of the sample S2PGE1 before (a) an after (b) the load application and (c) the displacement field obtained by the image analysis.

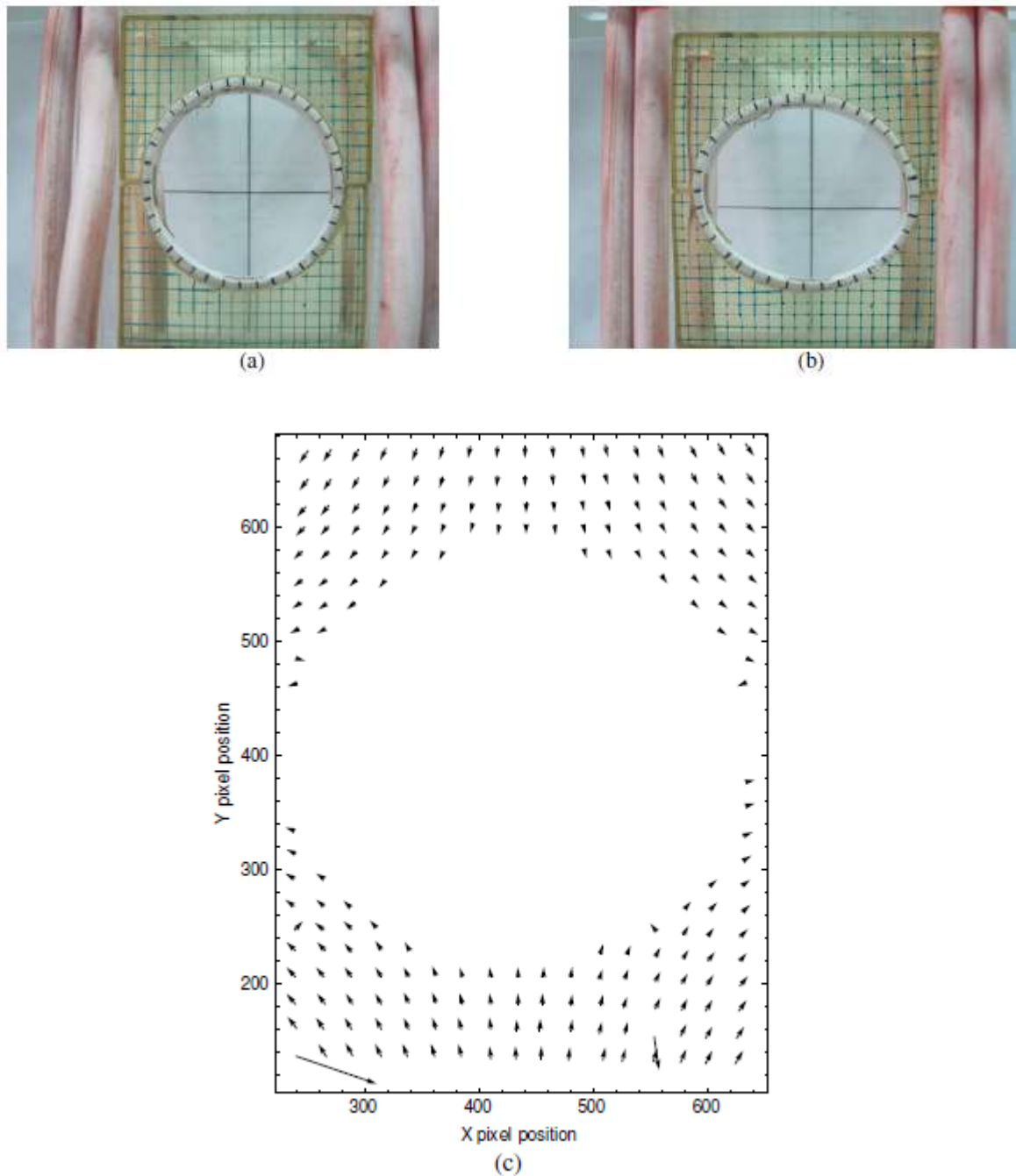


Figure 9. Images of the sample S2PGE2 before (a) and after (b) the load application and (c) the displacement field obtained by the image analysis.

After a mathematical adjustment it was obtained the next displacement field:

$$u = \begin{pmatrix} -\alpha x(y - 2)fw \\ \beta(y^2 - 6) \end{pmatrix}$$

With:

$$f_w = \frac{1}{2} \left( \frac{x + 1.2}{\sqrt{0.0009 + (x + 1.2)^2}} - \frac{x - 1.2}{\sqrt{0.0009 + (x - 1.2)^2}} \right)$$

With:  $\alpha = 0.0001$  y  $\beta = 0.004$  for the case where the elastic modulus of elastic media is higher.

In the Figure 10 and 11 it is shown the  $\epsilon_{xx}$  and  $\epsilon_{yy}$  pattern for the samples S1NE1C and S2NE2C which the load applied was calculated employing the equations 1 and 2 and have the general form is like the shown in the Figure 12.

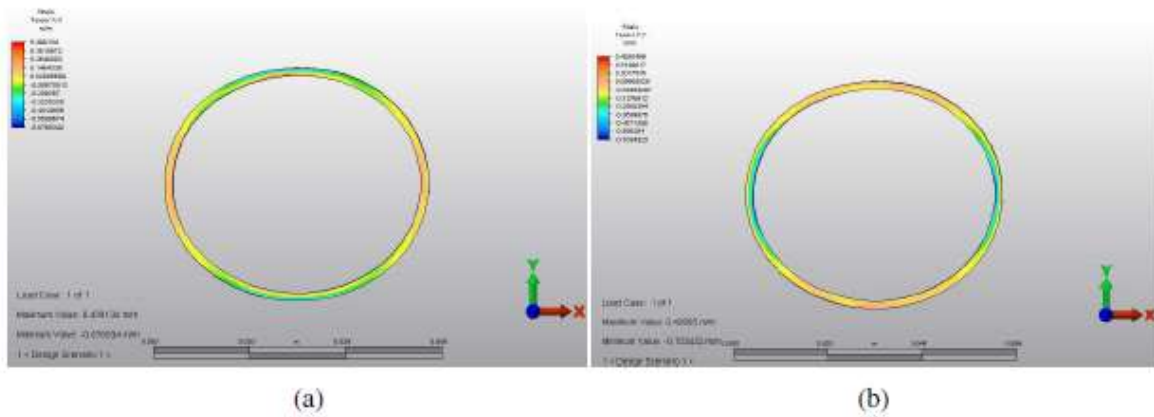


Figure 10. a)  $\epsilon_{xx}$  and b)  $\epsilon_{yy}$  pattern for the sample S2NE1C with load applied as the Figure 12.

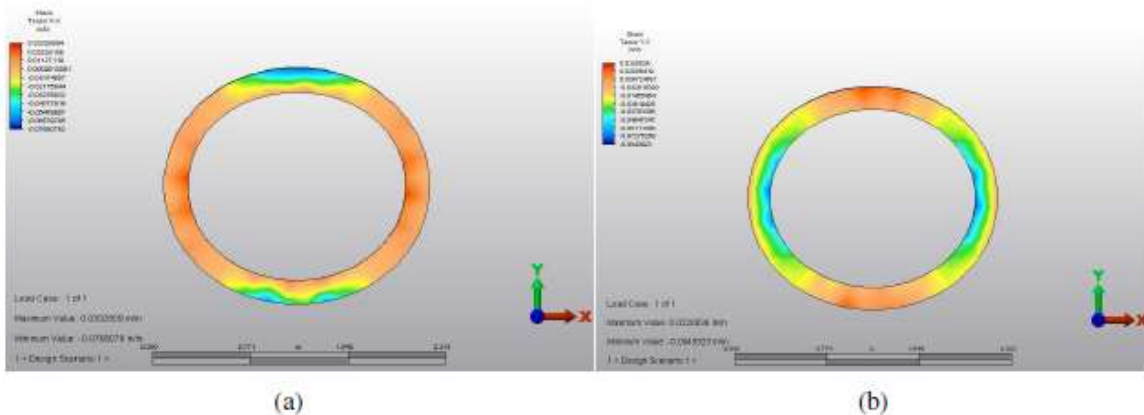


Figure 11. a)  $\epsilon_{xx}$  and b)  $\epsilon_{yy}$  pattern for the sample S1NE1C with load applied as the Figure 12.



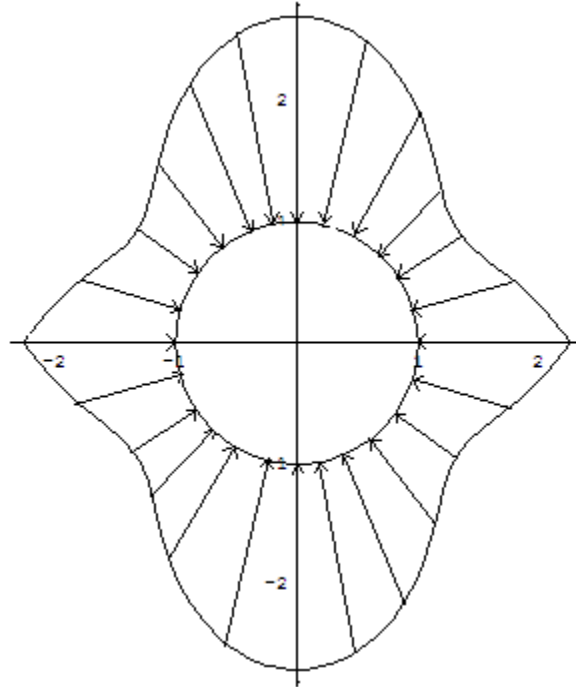


Figure 12. Pattern load applied over the rings calculate employing the displacement field 1 and 2.

The results that are shown in the Figures 10 and 11 it is clear that the theoretical result are nearly to the experimental shown before. The symmetry of the "strain pattern" is a particular consistence with the experimental results. Also, the strain en the point instrumented gauge 1 and gauge 2 are positive while the points gauge 3 and gauge 4 are negative and the absolute values are higher than the firsts.

In fact it is necessary made many others calculations for check the quality of approach of our model proposed here. Nevertheless the results obtained here offer good expectative.

## CONCLUSION

In the present word it was developed a theoretical-experimental procedures for determinate the strain distribution in a plastic ring which is subject to a load transmission via an elastic media.

The result obtained with our procedures offer good approach with the experimental results. The procedures proposed here has help to solve some practical problems of plastic pipe buried.

## ACKNOWLEDGMENTS

The authors gratefully acknowledge the INNOVATEC-Conacyt project number 155646 for the financial support.

---

## REFERENCES

1. ASTM F2762-11. Standard Specification for 12 to 30 in. [300 to 750 mm] Annular Corrugated Profile-Wall Polyethylene (PE) Pipe and Fittings for Sanitary Sewer Applications.
2. ASTM F2763 – 11. Standard Specification for 30 to 60 in. [750 to 1500 mm] Triple Profile-Wall Polyethylene (PE) Pipe and Fittings for Sanitary Sewer Applications.
3. ASTM F2306 / F2306M – 11. Standard Specification for 12 to 60 in. [300 to 1500 m] Annular Corrugated Profile-Wall Polyethylene (PE) Pipe and Fittings for Gravity-Flow Storm Sewer and Subsurface Drainage Applications.
4. ISO 21138-1:2007. Plastics piping systems for non-pressure underground drainage and sewerage -- Structured-wall piping systems of unplasticized poly(vinyl chloride) (PVCU), polypropylene (PP) and polyethylene (PE) -- Part 1: Material specifications and performance criteria for pipes, fittings and system.
5. ISO 21138-2:2007. Plastics piping systems for non-pressure underground drainage and sewerage -- Structured-wall piping systems of unplasticized poly(vinyl chloride) (PVCU), polypropylene (PP) and polyethylene (PE) -- Part 2: Pipes and fittings with smooth external surface, Type A.
6. ISO 21138-3:2007. Plastics piping systems for non-pressure underground drainage and sewerage -- Structured-wall piping systems of unplasticized poly(vinyl chloride) (PVC-U), polypropylene (PP) and polyethylene (PE) -- Part 3: Pipes and fittings with nonsmooth external surface, Type B.
7. AASHTO M 294. Standard Specification for Corrugated Polyethylene Pipe, 300- to 1500-mm Diameter.
8. Reynold King Watkins, Loren Runar Anderson. Structural mechanics of buried pipes. Boca Raton, Florida: CRC Press, c2000.
9. Moser A.P., Buried pipe design, Editorial McGraw-Hill, 2001.
10. Ian D. Moore and Ernest T. Seling. Special Technical Publication1093 Burried Plastic Pipe Technology, ASTM, Philadelphia, pp.344.359. (1990).
11. Ian D. Moore. Analytical Theory for Burried Tube Postbuckling. Journal of Engineering Mechanics. Vol. III, No. 7. pp. 936-951. (1984).

---

## Referencias

- [1] Plastic Pipe Institute, Design Service life of Corrugated HDPE Pipe  
[http://plasticpipe.org/pdf/tr-43\\_design\\_service\\_life\\_corugated\\_polyethylene\\_pipe.pdf](http://plasticpipe.org/pdf/tr-43_design_service_life_corugated_polyethylene_pipe.pdf)
- [2] MOSER A. P., Buried pipe design, McGraw-Hill (2001)
- [3] WATKINS Reynold and ANDERSON Loren, Structural mechanics of buried pipes, CRC press (2000)
- [4] Plastic Pipe Institute , Capítulo 5 Método de diseño, pp 3 - 5 , 17-20  
[www.plasticpipe.org](http://www.plasticpipe.org)
- [5] CORTÉS-PÉREZ J., SOUZA J.A., BISIACCHI G., PULOS G. Estudio del comportamiento mecánico en tuberías con pared estructurada de PEAD para drenajes sanitarios, memorias del X congreso anual SOMIM, pp 314- 323 (2004)
- [7] Plastic Pipe Institute, Capítulo 4 estructura tubería/relleno, pp 11-12 ,  
[www.plasticpipe.org](http://www.plasticpipe.org)
- [8] BECERRIL D., Estudio de la hermeticidad en tuberías plásticas con sistema de unión tipo espiga-campana, 2008
- [9] Plastic Pipe Institute, Capítulo 6 Diseño de sistemas de tuberías de polietileno, p.p 185, [www.plasticpipe.org](http://www.plasticpipe.org)
- [10] A. Pytel and F. L. Singer. Resistencia de Materiales (Introducción a la mecánica de sólidos),. Oxford University Press. 4ta. Ed. (1987).
- [11] Plastic Pipe Institute, Capítulo 3 Uso de productos de PEAD corrugados, p.p 2-5, [www.plasticpipe.org](http://www.plasticpipe.org)
- [12] ADS-Pipe, Sección 8 Notas técnicas, 1.05 Juntas de tuberías y empaques,  
[http://www.ads-pipe.com/pdf/en/a1.05-pipe\\_joints\\_and\\_gaskets.pdf](http://www.ads-pipe.com/pdf/en/a1.05-pipe_joints_and_gaskets.pdf)
- [13] ADS mexicana S.A. de C.V., Manual técnico ADS, <http://www.drentec.net/>

- 
- [14] SADMX S.A. de C.V., Diseño de tuberías plásticas, pp 5, <http://www.sadmx.com/>
- [15] CROCKER and KING, Piping handbook, Editorial McGraw-Hill (1967)
- [16] KENTISH D.N.W, Tuberías industriales, diseño, selección, cálculo y accesorios, Editorial URMO (1989)
- [17] Plastic Pipe Institute, PE handbook capítulo 9 juntas, pp 329-335, [www.plasticpipe.org](http://www.plasticpipe.org)
- [18] VALDEZ y ALBA, Abastecimiento de agua potable vol. II, Facultad de Ingeniería e Instituto Mexicano de Tecnología del Agua (1994)
- [19] [http://www.asumincol.net/union\\_push\\_on\\_procedimiento.htm](http://www.asumincol.net/union_push_on_procedimiento.htm)
- [20] RAGAB Andel-Rahman, Engineering solid mechanics, fundamentals and applications, CRS press (1999)
- [21] <http://www.pipelineandgasjournal.com/bending-stresses-external-loading-buried-pipe> esfuerzos
- [22] [http://plasticpipe.org/pdf/chapter-5\\_design\\_method.pdf](http://plasticpipe.org/pdf/chapter-5_design_method.pdf)
- [23] <http://www.amiplastics.com/Events/Resources/Programme/Plastics%20in%20Underground%20Pipes%202011%20Brochure.pdf>
- [24] [http://www.plasticpipe.org/pdf/chapter-3\\_corrugated\\_hdpe\\_products.pdf](http://www.plasticpipe.org/pdf/chapter-3_corrugated_hdpe_products.pdf) tipos de tuberías
- [25] <http://www.ads-pipe.com/en/documentlisting.asp?documentTypeID=682>
- [26] [http://catarina.udlap.mx/u\\_dl\\_a/tales/documentos/mgc/osorio\\_e\\_fj/capitulo3.pdf](http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/mgc/osorio_e_fj/capitulo3.pdf) juntas
- [27] <http://guidedb.org/pdf/union-de-tuberias.html>
-

- 
- [28] [http://www.alveniuschilena.cl/pdf\\_cat/04SistemasUnion.pdf](http://www.alveniuschilena.cl/pdf_cat/04SistemasUnion.pdf) unión
- [29] <http://www.fundicionductilmolina.com/cfec/tuberiadepolietileno.htm> polietileno
- [30] Valves, piping & pipelines handbook T. Christopher Dickenson, 3era. Edición, ELSEVIER ADVANCED TECHNOLOGY, 2001, p. 397 -426
- [31] <http://www.corzocomposites.com/cms/productos/tuberias-y-tanques/76-tipos-de-union-de-sistemas-de-tuberias-de-prfv.html> sistemas de unión
- [32] [http://www.plomyplas.com/obra\\_civil\\_abastecimiento\\_riego\\_plomyLEN\\_union\\_accesorios.asp](http://www.plomyplas.com/obra_civil_abastecimiento_riego_plomyLEN_union_accesorios.asp) sistemas de unión
- [33] [http://hidraulica.weebly.com/uploads/5/3/3/9/5339473/hdpe\\_-\\_agua.pdf](http://hidraulica.weebly.com/uploads/5/3/3/9/5339473/hdpe_-_agua.pdf) sistemas de unión
- [34] <http://www.ensode.net/pdf-crack.jsf> desbloquear pdf
- [35] [http://www.shurjoint.com/spa/files/support/B-38\\_Grooved\\_Mechanical\\_Coupling-SPA.pdf](http://www.shurjoint.com/spa/files/support/B-38_Grooved_Mechanical_Coupling-SPA.pdf) acoplamiento por sistema ranurado
- [36] <http://www.performancepipe.com/en-us/Documents/PP750%20Spanish%209-2008.pdf> uniones por termofusión
- [37] <http://www.construtec.es/tuberia/uniones/tyton/> unión tyton
- [38] DALLY James and RILEY William, Experimental stress analysis, McGraw-Hill. (1991)