

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Química

MONOGRAFIA SOBRE JUNTAS DE EXPANSION PARA TUBERIA

T E S I S

Que para obtener el título de

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a

THOMAS CLEMENS WOLF HOTH

México, D. F.

1973



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 ORIGINALMENTE SEGUN EL TEMA:

Presidente: Prof. HECTOR SIERRA ELIZONDO
Vocal: Prof. CARLOS DOORMAN MONTERO
Secretario: Prof. CUTBERTO RAMIREZ CASTILLO
1er. Suplente: Prof. ENRIQUE ALARCON ROBLES
2ndo. Suplente: Prof. GERARDO RODRIGUEZ ALONSO

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

BIBLIOTECA DE LA FACULTAD DE QUIMICA

SUSTENTANTE:

THOMAS CLEMENS WOLF HOTH

ASESOR DEL TEMA:


ING. QUIM. CARLOS DOORMAN MONTERO

No B2

a todas aquellas personas que directa o indi---
rectamente contribuyeron benéficamente a mi for
mación profesional.

Thomas C. Wolf Hoth

I N D I C E

Capítulo <u>I</u>	Introducción
Capítulo <u>II</u>	Tipos de juntas de expansión, selección.
2.1	Juntas de expansión deslizantes
2.1.1	de casquillo
2.1.2	de eslabón giratorio
2.1.3	de bola
2.2	Juntas de expansión de fuelle
2.2.1	de un fuelle
2.2.2	de doble fuelle
2.2.3	de presión balanceada
2.2.4	Universal
2.2.5	Universal de presión b lanceada
2.2.6	De rótula con fuelle
2.2.7	De cardán con fuelle
2.2.8	De fuelles presurizados
2.2.9	De desplazamiento torsional
2.3	Accesorios aplicables a las juntas de expansión de fuelle
2.3.1	Anillos de refuerzo
2.3.2	Anillos igualadores
2.3.3	Cubiertas externas
2.3.4	Cubiertas internas
2.3.5	Topes y varillas limitantes
2.3.6	Varillas de tensión
2.3.7	Conexiones para purga
2.3.8	Pantógrafos
2.4	Diseños de fuelles
2.5	Selección
2.5.1	Factores a considerar
2.5.2	Vida
Capítulo <u>III</u>	Cálculo
3.1	Introducción práctica al diseño de sistemas de tubería
3.2	Establecimiento tentativo del Layout
3.3	Cálculo de la expansión térmica
3.3.1	Magnitud de los esfuerzos causados por expansión ó contracción térmica.
3.4	Flexibilidad natural
3.4.1	Procedimientos simplificados. Soluciones gráficas. Sistema del "Cantilever Guiado". Método General Analítico simplificado para sistemas con esquinas a 90°.
3.4.2	Procedimientos generales. Método General Analítico.

- 3.2.3 Métodos de experimentación sobre modelos
- 3.4.4 Problema ilustrativo " Método del cantilever guiado"
- 3.5 Caso práctico cuando el sistema no provee la suficiente flexibilidad natural. Loops, cálculo. Problema ilustrativo.
- 3.6 Cálculo de esfuerzos sobre anclajes cuando se utilizan juntas de expansión
 - 3.6.1 Esfuerzos sobre anclajes principales
 - 3.6.2 Esfuerzos en una reducción de diámetro
 - 3.6.3 Juntas de casquillo, esfuerzos
 - 3.6.4 Juntas de eslabón giratorio, esfuerzos y momentos
 - 3.6.6 Cómo absorben las juntas de fuelle los movimientos. Movimiento permisible. Esfuerzos y momentos. Ecuaciones empíricas para distintas conformaciones de fuelles.

Capítulo IV Instalación , arreglos típicos y chequeo.

- 4.1 Movimiento en sistemas de tubería
- 4.2 Anclajes , guías y soportes
 - 4.2.1 Anclajes
 - 4.2.2 Guías
 - 4.2.3 Soportes
 - 4.2.4 Espaciamiento entre guías
- 4.3 Instrucciones y criterios para la instalación
 - 4.3.1 Juntas de casquillo
 - 4.3.2 Juntas de eslabón giratorio
 - 4.3.3 Juntas de bola
 - 4.3.4 Juntas de fuelle. Precompresión.
- 4.4 Arreglos típicos
 - 4.4.1 Para resolver movimiento axial
 - 4.4.2 Para resolver deflexión lateral , rotación angular ó movimientos combinados
- 4.5 Chequeo

Capítulo V Manufactura y Mantenimiento

- 5.1 Fabricación de fuelles
 - 5.1.1 Ventajas y desventajas de los diversos métodos de formado de fuelles
 - 5.1.2 Soldadura
 - 5.1.3 Recocido
 - 5.1.4 Baño ácido y eliminación de partículas oxidables
 - 5.1.5 "espesor
- 5.2 Materiales de Construcción
- 5.3 Inspección

5.4 Mantenimiento

Capítulo VI Comparación económica vs. Loops.

6.1 Cálculo del gasto (en dinero) que ocasiona el uso de loops

6.1.1 Por caída de presión

6.1.2 Costo de los loops

6.2 Cálculo del gasto (en dinero) que ocasiona el uso de juntas de expansión

6.3 Comparación económica de los sistemas tomados en consideración

Bibliografía

CAPITULO I

INTRODUCCION

Uno de los problemas más graves que confrontan los ingenieros de diseño , es el control de los movimientos (debidos a expansiones y contracciones térmicas,vibraciones,etc.) en líneas de tubería,ductos y equipos , y , que de no ser aliviados , pueden dañar severamente a todo el sistema.

Los esfuerzos térmicos , por ejemplo , provocados por expansiones y contracciones debidas a cambios de temperatura , suelen ser de una magnitud muy considerable , y si son restringidos por anclajes ó equipo conectado , podrán manifestarse en contra de estos,causando deformaciones ó rompimientos en la estructura del diseño.

Para solucionar estas situaciones , el ingeniero de diseño recurre normalmente a :

- Cambiar el acomodo de equipo y tubería ("Layout")
- Instalar curvas de tubería ("loops") que con su flexibilidad inherente solucionen el problema.
- Uso de mangueras flexibles
- Uso de juntas de expansion

En muchos casos , la aplicación de cualquiera de las primeras tres soluciones , es la indicada , y para decidir cual de estos métodos habrá de utilizarse ; será necesario balancear infinidad de factores , cómo : disponibilidad de espacio , caída de presión , costo (incluyendo el de instalación y mantenimiento) , tipo de fluido manejado , clase de movimiento involucrado,severidad del servicio (presión,temperatura , corrosividad , etc.) , entre otros.

En principio , el acomodo del equipo y tubería , debe ser lo suficientemente flexible como para evitar al máximo el uso de implementos que resulten innecesarios , dentro de las limitaciones de los requerimientos del diseño y costo.

El uso de loops se limita normalmente a diámetros pequeños de tubería , ó cuando hay que tener gran precaución para evitar fugas , aún a costa de provocar una caída de presión elevada.

Las mangueras flexibles , son recomendables , cuando las condiciones del servicio no son severas , y la caída de presión no revista especial importancia.

La aplicación de las juntas de expansión resulta más universal ,ya que :

- utilizan poco espacio en relación a su capacidad de absorber movimientos , lo que permite mucha libertad al diseño y ahorro de espacio.
- su flexibilidad inherente , les permite absorber movimientos en más de una dirección (a excepción de las juntas deslizantes de casquillo)
- la caída de presión y turbulencia que provocan , es mínima.
- los costos provocados por la compra de la junta de expansión , su instalación y mantenimiento , son en muchos casos menores a los de la tubería necesaria para sobrellevar la misma cantidad de movimiento. Esto se aplica particularmente para diámetros grandes de tubería (aprox. mayores de 4 pulgadas)

- solucionan además problemas de vibración y desalineamiento de equipo y tubería.

Sin embargo, el problema mayor que afrontan algunas juntas de expansión, es el de evitar fugas de fluido por entre sus componentes, y el sacrificio de movilidad que tiene que hacerse en consecuencia para evitarlas. Las juntas de fuelle casi no padecen de este problema.

Existe una variedad muy grande de diseños de juntas de expansión, aplicables a usos específicos, de modo que cada sistema de tubería que necesite de ellas debe estudiarse de manera especial, no pudiéndose generalizar ni en la forma de cálculo ni en la participación de las mismas en estos.

C A P I T U L O I I

TIPOS DE JUNTAS DE EXPANSION , SELECCION

Una junta de expansión se puede definir como un mecanismo susceptible de moverse por si mismo , de manera de aliviar esfuerzos producidos por movimientos , expansione, contracciones , etc. en tubería ductos ó equipo.

Las juntas de expansión se pueden clasificar en :

- Deslizantes : de casquillo (slip type), de eslabón giratorio y de bola.
- De fuelle : simples , dobles, universales, de presión balanceada, universales de presión balanceada, de cardán ("gimbal"), de rótula ("hinged"), de fuelles presurizados y de desplazamiento torsional.

Se fabrican de los más diversos materiales y diseños de sus elementos y tocas ellas son susceptibles de adicionarles ciertos accesorios que ayudan ó modifican la acción de la junta en ciertos casos particulares de aplicación.

2.1 JUNTAS DE EXPANSION DESLIZANTES

Las juntas de expansión deslizantes, cómo su nombre lo indica, presuponen movimiento entre partes adyacentes, y requieren por tanto de empaques y diseños adecuados para contener la presión interna del fluido transportado, evitando que haya fugas. Además en su mayoría requieren de lubricación constante para impedir desgaste y el que las juntas se queden trabadas.

Dada la necesidad de empacar estas juntas, su uso se ve limitado a condiciones de presión y temperatura relativamente bajas. Sin embargo, los últimos descubrimientos en materiales de empaque (por ejemplo los compuestos polifluoretilénicos) han hecho que en algunos casos se puedan utilizar estas juntas para temperaturas relativamente altas y para transportar líquidos corrosivos químicamente.

2.1.1 De casquillo ("slip type")

Consisten básicamente de uno ó más tubos interiores conectados con la tubería, que se desplazan sobre un casquillo concéntrico resolviendo de ésta manera el problema de expansiones y contracciones.

Estas juntas son costosas en principio, pero permiten una gran cantidad de movimiento a la línea de tubería. Su limitación más significativa es la de mantener un sello adecuado que evite fugas del fluido transportado sin restringir excesivamente el movimiento de la junta. Su principal ventaja consiste en que en relativamente poco espacio pueden aliviar grandes cantidades de movimiento axial sin casi causar caída de presión.

Debido a esto, su manufactura y maquinado requieren de una gran precisión, además de que las juntas necesitan un mantenimiento y vigilancia constantes.

Solo permiten movimiento axial y rotacional restringido y deberán estar provistas de una cantidad adecuada de guías y soportes, para evitar los problemas que causaría un mal acoplamiento de las partes deslizantes.

Comercialmente existen en tamaños de hasta aprox. 30 pulgadas de diámetro y capaces de absorber hasta 24 pulgadas de expansión aplicándoseles a servicios con presiones de hasta 400 libras por pulgada cuadrada (psi) y para temperaturas de hasta 650 F.

Como en el caso de las juntas de fuelle, este tipo de juntas deberá ser cuidadosamente diseñada e instalada, con objeto de aliviar al máximo, el empuje de la presión interna, cuando esta es grande (p. ej. mayor de 150 psi) y que se transmite directamente contra los anclajes.

Deberán también, colocarse en lugares accesibles para su mantenimiento e inspección. Su uso se restringe al manejo de movimientos axiales ó rotacionales, normalmente en tramos rectos largos de tubería.

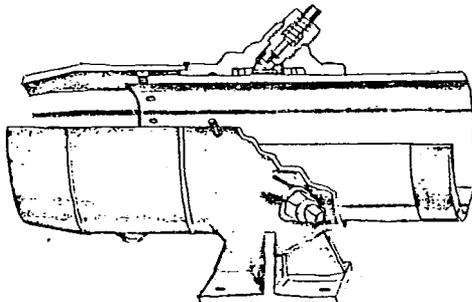


Fig.1 Junta de expansión de casquillo es básicamente un cilindro que se desliza sobre otro. Absorbe movimientos axiales grandes, pero nada de movimientos angulares. Deben tener empaques y estar localizados en lugares de fácil acceso.

2.1.2. De eslabón giratorio ("swivel")

Estas juntas, tal como su nombre lo indica, constan de un eslabón giratorio, y son colocadas principalmente en codos de tuberías. En lo que concierne a su función, no absorben directamente - los movimientos axiales, sino que los acomodan mediante movimientos giratorios laterales.

El movimiento giratorio del eslabón, se apoya normalmente sobre una conexión macho - hembra, auxiliada por un resorte, y que gira sobre una rosca, baleros ó partes de superficie curva. (vease la fig. 2)

Minimizar la fricción, proveer de un movimiento uniforme y transmitir las fuerzas y momentos involucrados (excepto los torsionales) sin necesidad de guías o anclajes, son los objetivos más deseables que se persiguen mediante el uso de estas juntas.

Su limitación principal, como para todas las juntas deslizantes, es la dificultad de mantener un sello adecuado, pues el apretar la junta de modo que selle perfectamente, puede provocar que las fuerzas de-flexionantes se vuelvan prohibitivamente altas. Existen - diseños, sin embargo, en los cuales, las cargas provocadas por la presión del fluido, se aplican directamente sobre el material de empaque, lográndose en consecuencia un mejor sello.

Las juntas de eslabón se usan sólo ocasionalmente en el manejo de expansiones térmicas moderadas en tuberías, pero son muy - usadas en tuberías de maquinaria, como conexión de tubería acoplada a piezas móviles de las máquinas. Son muy sencillas de instalar, siendo su mantenimiento también relativamente reducido, limitándose a cambios periódicos de los empaques y lubricación.

Comercialmente se venden en diámetros que varían de media a seis pulgadas, para trabajar a temperaturas de -40 hasta 1000 F, y presiones que pueden variar desde el vacío hasta 3000 libras por pulgada cuadrada (psi). Entre los materiales de empaque - que se aplican para estas juntas se encuentran, el teflon, viton, buna, etc.

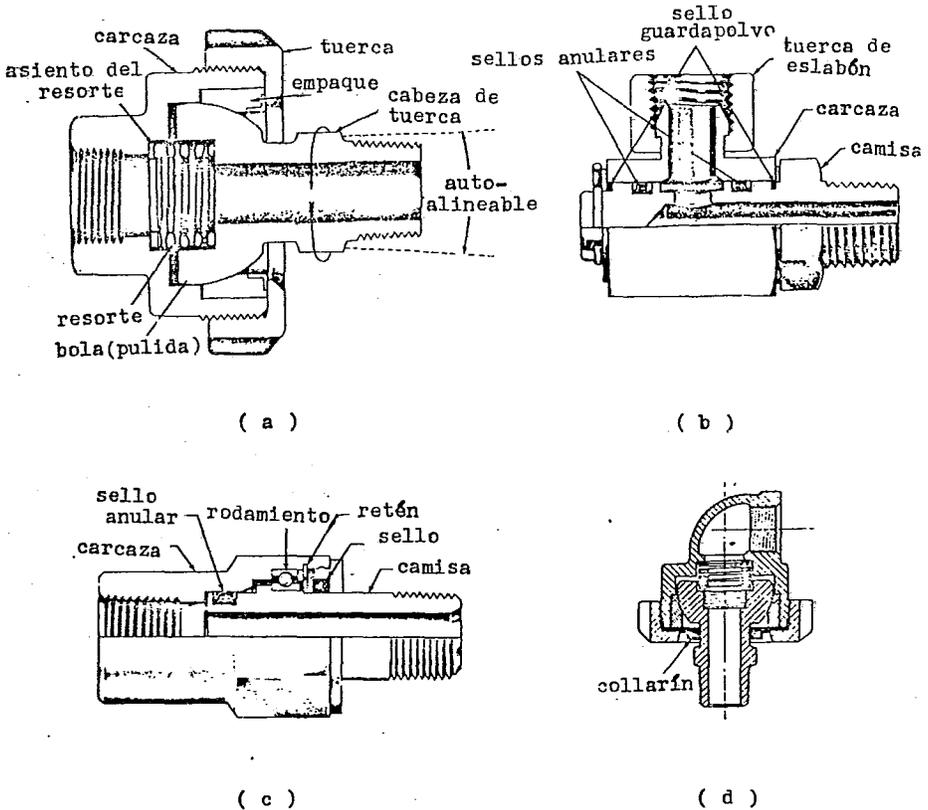


Fig. 2. Juntas de expansión de eslabón giratorio (" swivel ")
a) para presiones bajas y medias b) de bajo esfuerzo torsional c) con caída de presión mínima d) junta típica para maquinaria.

2.1.3. De Bola

Consisten de articulaciones esféricas (arreglos bola - casquillo), que permiten absorber movimientos angulares desde 15 a 40° y rotacionales de hasta 360° dependiendo de su diseño, cuando actúan por sí solas. También solucionan en ocasiones problemas de movimiento torsional (ver la fig. 3)

Este tipo de juntas, no introducen empujes debidos a la presión interna al sistema de tubería, únicamente los acomoda, pues no dispone de partes flexibles. La fuerza ó momento requerida para mover una junta de bola es relativamente pequeña, solo a presiones hidráulicas extremas, el momento necesario para flexionarlas se vuelve formidable.

Las juntas de bola estándar utilizan normalmente sellos reemplazables, ideales para el manejo de temperaturas hasta 525°F , y necesitan colocarse en lugares accesibles para su mantenimiento y reemplazo de los sellos.

Se usan normalmente en combinación con otras juntas de expansión (p. ej. de eslabón giratorio) ó en grupos de dos, tres y más juntas de bola, lo que permite absorber una gama muy amplia de movimientos (translacionales, rotacionales, angulares ó combinaciones de estos. También se colocan en muchas ocasiones. en desviaciones de tubería.

Comercialmente se venden para diámetros de tubería de $1/4''$ a $6''$ para absorber movimiento angular de hasta 30° y en medidas de $2 1/2''$ a $30''$ para absorber hasta 15° de movimiento angular. Se recomiendan para trabajar a temperaturas de entre -20 a 600°F , y dependiendo del servicio, se aplican para presiones que van desde el vacío a 4000psi (en el caso de agua o aceite) ó hasta 1500psi (vapor). Entre los materiales de empaque más usados para éstas juntas, se encuentran el teflón, asbesto, teflón con fibra de vidrio, hule sintético, metal, teflón con bronce, etc.

Digna de mencionarse, por su versatilidad, es la instalación de este tipo de juntas en configuración "off-set" (vease fig 20) Esta configuración consiste de una desviación acodada provista de dos juntas de bola en cada extremo, y que permite movilidad translacional, además de los movimientos propios de la junta de bola; a los tramos de tubería involucrados. De este modo se pueden absorber movimientos axiales, de magnitud $E=2L \sin \theta$, los cuales se acompañan necesariamente de una disminución de la distancia perpendicular "Y" (vease la fig 20), entre los tramos paralelos de tubería unida por la configuración "off-set" Este acortamiento provoca deflexión a estos apéncices de tubería, causado por el giro restringido de ambas juntas en relación al tramo de tubería que las une entre sí, la cual es generalmente absorbida sin problema, por la flexión inherente de las terminales de la tubería unida. La disminución en distancia es proporcional al ángulo θ , entre la perpendicular que une ambos tramos de tubería y la rotación de la configuración "off-set" causada por expansiones ó contracciones, y es igual a $L (1 - \cos \theta)$.

El uso de juntas de expansión de bola para acomodar movimientos en sistemas de tubería introduce notables ventajas sobre otros sistemas utilizados para el mismo fin. La desventaja que introducen es la dificultad de mantener un sello perfecto a lo largo del tiempo sin que se requiera cambiar los empaques y apretar la junta frecuentemente. En ocasiones el esfuerzo que se introduce al sistema por apretar estas juntas puede ser excesivo.

Entre las ventajas tenemos que : Proveen de gran capacidad de movimiento en varios planos , acomodan movimientos torsionales , la presión interna de la línea no les afecta grandemente ya que no tienen partes delgadas ó débiles , y requieren de menor número de anclajes , soportes y guías que otros sistemas.

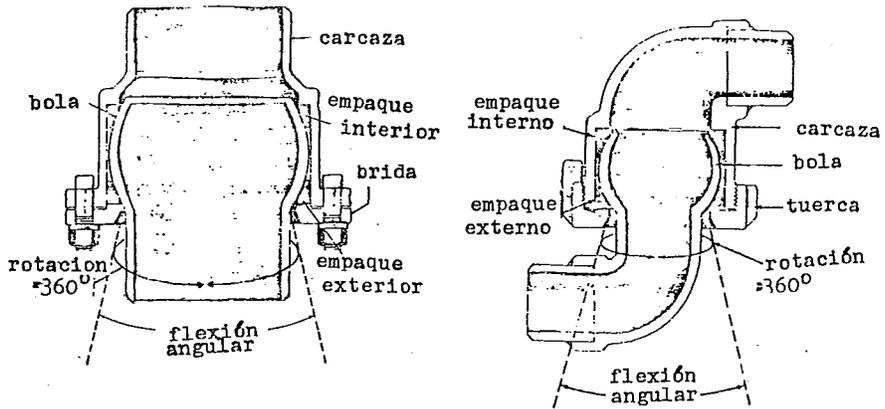


Fig. 3 Juntas de bola

2.3. JUNTAS DE EXPANSION DE FUELLE.

Este tipo de juntas de expansión no involucra movimiento de partes adyacentes, y pueden ser por lo tanto diseñadas de modo de lograr un sello perfecto, evitándose la necesidad de empaque, lubricación y mantenimiento frecuente que requieren otras juntas.

Excepto por su inhabilidad para acomodar rotación axial ó torsión, este tipo de juntas, además de ser menos costosas que la de casquillo (slip - type), es más versátil, ya que sus partes pueden combinar una cantidad apreciable de movimiento axial con movimiento angular y movimiento lateral. Casi no requieren mantenimiento pudiendo ser instaladas en espacios reducidos. También son muy versátiles en cuanto a la variedad de diseños, forma de los fuelles y partes auxiliares adicionales que limitan ó cambian los efectos de los movimientos sobre las juntas.

Sus fuelles están normalmente fabricados de cobre para ser vicios que no exceden de 50 psi y 300°F, y de acero para condiciones de servicio, más severas. Los fuelles de material elastomérico se usan para presiones bajas y temperaturas menores de 180°F, con fluidos que no afecten químicamente al elastómero.

El mayor problema que confrontan estas juntas, es que el fuelle se deforme debido a alguna condición extrema. Esto se soluciona mediante diseño, selección de material e instalación apropiadas, y proveyendo de los aditamentos necesarios para evitarlo (guías, topes, etc.)

Existen multiplicidad de diseños de estas juntas en cuanto a su forma de trabajar, aumentando los diseños en cuanto a tipos de fuelle (convolución) que se pueden utilizar.

En lo que respecta a su diseño, tanto la erosión como la corrosión deberán tomarse muy en cuenta, sus anclajes y guías deberán estar diseñadas para soportar condiciones de "tests", pues los fabricantes normalmente exageran estas pruebas para asegurar las condiciones de servicio. Por ejemplo, recomiendan probar es sistema antes de ponerlo en servicio, a una presión 50% mayor que lapresión normal de diseño.

Su rango de aplicación depende en mucho del diseño del fuelle y de los aditamentos que se usen junto con la junta, además del tipo de material usado, etc.

2.2.1 De un fuelle (simple)

Es la más sencilla y normalmente lamenos costosa de las juntas de expansión de fuelle, portanto cuando se requiere una de ellas es laprimera que se sugiere como posible candidato a ser usada.

Estas unidades encuentran uso primario en absorber la expansión de un tramo recto, anclado en cada uno de los extremos. Normalmente se diseñan de modo de absorber todo el movimiento involucrado, en la sección de tubería en que son instaladas.

Una unidad de este tipo puede proveer de algunas cantidades limitadas de movimiento lateral siendo normalmente aplicadas para compensar movimientos axiales principalmente. El uso de una junta de un fuelle para deflexión lateral reduce grandemente, su habilidad de

absorber deflexiones axiales. Por ejemplo, una junta de 12 pulgadas de diámetro interno, y que trabaja a 150 psi pueda absorber aprox. - 4 1/2" de movimiento axial, pero este se reducirá hasta 1 1/2" si además se necesita aliviar 1/2" de movimiento lateral.

Una vez que la junta de expansión ha sido instalada en la línea, las paredes de la tubería ya no absorberán directamente la fuerza de la presión que se manifiesta sobre el fuelle, y por el movimiento provocado, directamente a las guías y anclajes utilizados. Por tanto, el diseño de estos en la instalación de las juntas es muy importante.

Las juntas de expansión de un fuelle, tienen un campo de aplicación muy vasto. Además de usarse para absorber deflexión axial de líneas de vapor o de proceso, se usan como sellos contenedores de la presión en equipo rotativo y como miembros de tuberías de descarga de equipo que desarrolla fuertes presiones hidrostáticas.

Su tamaño comercial varía de 2 1/2" a 50 pies de diámetro las hay para temperaturas desde -456°F a +1800°F, y para presiones - que varían desde el vacío total hasta 6000 psi.

Como en todas las juntas de fuelle, sus rangos de aplicación varían muchísimo dependiendo del diseño del fuelle y de los accesorios utilizados. En este caso, y con mucho, el fuelle más resistente es el toroidal, particularmente los denominados "omega" (por su forma), que en muchos casos debido a la resistencia de su diseño evitan el tener que usar una junta más complicada, por ejemplo dobles, sin sacrificio de su habilidad para acomodar deflexiones laterales, además de que pueden acomodar una cantidad apreciable de torsión sin mayor riesgo.

Este tipo de diseño ofrece además ventajas en cuanto a - que es fácil colocar conexiones para drenaje, purga ó aireación, - montadas directamente sobre las corrugaciones y en el caso específico de procesos catalíticos es muy poco posible que el catalizador - fracture las corrugaciones.

Entre otras ventajas que ofrece el diseño del fuelle con corrugaciones toroidales, podemos contar (de acuerdo con lo mencionado por el fabricante) :

- tamaños de 1/2" a 25 pies de diámetro interno
- presiones desde el vacío hasta 50000 psi y mayores
- temperaturas de bajo cero a 2000°F y mayores
- vida de más de 200 000 ciclos
- pueden absorber movimientos axiales, laterales, transversales ó vibratorios separadamente o al unísono.
- no requieren de anillos igualadores
- se comprimen fácilmente evitando por tanto se provoquen reacciones fuertes sobre los anclajes
- no requieren de cubierta interna para reducir la turbulencia y proteger las corrugaciones, ya que su diseño interno no causa turbulencia.
- el que en las corrugaciones se depositen materiales que se solidifiquen no causa mayores problemas
- es fácil instalarles una válvula de drenaje ó limpieza en cada corrugación
- no existe gran problema en colocarles aislamiento aún sin cubierta protectora.

Cuando las juntas de expansión de fuelle, se fabrican de caucho, se hacen exclusivamente de un solo fuelle, pudiéndose elegir entre un rango muy amplio de hules naturales y sintéticos para distintas aplicaciones, que involucran la transferencia de gases, flúidos o semiflúidos sobre un rango de hasta 180°F a 200°F, y presiones que varían de 35 a 150 psi, para diámetros de 4 a 84".

A las juntas de expansión de un fuelle, también llamadas simples, como ya se dijo, se les pueden acoplar multitud de accesorios que aumentan su duraci3n y perfeccionan su forma de actuar, entre los mas usuales de estos tenemos: casquillos internos, anillos de refuerzo, anillos igualadores, cubierta externa, topes limitantes, varillas de tensi3n, pant3grafo, conexiones para purga, etc., cuyo mecanismo de acci3n se explicará posteriormente.

Cuando se requiere una cantidad limitada de desplazamiento lateral, y se tiene además suficiente espacio disponible, es muchas veces más económico usar un número menor de corrugaciones por junta. Esto se logra colocando dos juntas en vez de una sola, pero separadas por una secci3n de tubería relativamente larga y resolviendo la expansi3n con movimiento lateral de las juntas.

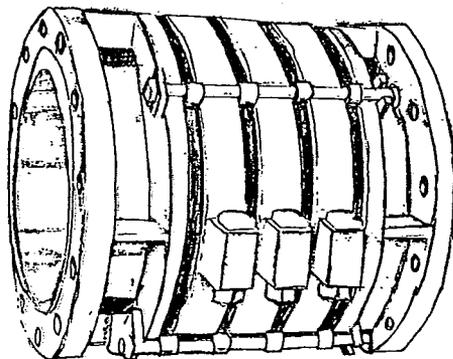


Fig. 4 Junta de un fuelle (simple). Tiene varillas utilizadas para embarque y anillos igualadores.

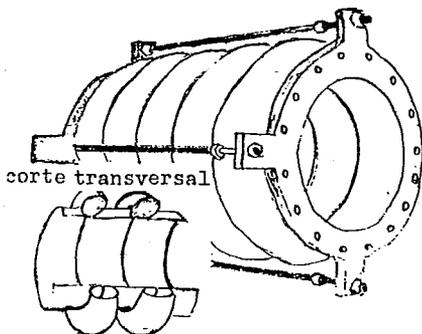


Fig. 5 Junta de expansi3n de un fuelle (simple) con corrugaciones toroidales.

2.3.2. De doble fuelle .

Cuando la expansión que se requiere aliviar, excede la capacidad de expansión o compresión que puede proporcionar una junta de fuelle, sencillo, se propone el uso de una de doble fuelle, - que absorbe la mitad de la expansión total en cada fuelle. Consisten de dos fuelles unidos por una sección de tubería común, la cual es acalada normalmente, mediante una base de anclaje que se tiene en la sección central de la tubería, entre ambos fuelles. Cada fuelle actúa como una junta de expansión simple y absorbe el movimiento de la sección de tubería al cual está instalado, independientemente del otro fuelle.

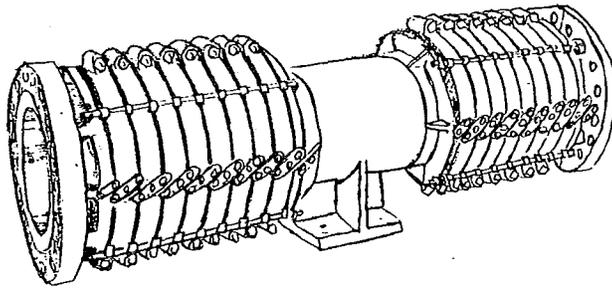


Fig. 6 Junta de expansión de doble fuelle. Tiene anillos igualadores , pantógrafo y para embarque.

2.2.3. De presión balanceada:

Es un tipo de junta de expansión tensionada (véase la Fig. 7), y esta diseñada específicamente para absorber movimiento axial y/o de flexión lateral, compensando al mismo tiempo el empuje de la presión interna mediante un mecanismo tensionado que interconecta a los fuelles por los que fluye el líquido con otro fuelle que es el que soporta la presión de la línea.

Sólo se puede usar en cambios de dirección de la línea, o en un punto terminal de la misma. En una línea, con juntas de expansión no tensionadas; la carga máxima sobre los anclajes, ocurre en los cambios de dirección, y por tanto a dichos anclajes se les denomina anclajes principales. Esta carga está compuesta de la presión interna, más la fuerza requerida para comprimir la junta de expansión. Cuando la línea trabaja a una ^{X)} elevada, y los esfuerzos que se manifiestan contra la junta de expansión son considerables, y se ejerce una fuerza de gran magnitud en consecuencia sobre los anclajes, el uso de una junta de presión balanceada proporciona una excelente solución, pues compensa en gran parte el esfuerzo ejercido por la presión, permitiendo únicamente que se refleje contra los anclajes el momento producido por la suma de las fuerzas requeridas para mover ambos fuelles multiplicado por la distancia perpendicular al anclaje (véase Fig. 7) ó punto de sujeción fijo de la tubería.

X) presión interna

Debido a lo anterior su uso es muy extendido, estando particularmente bien dotadas para proteger equipo rotativo tal como turbinas de vapor ó gas, ventiladores, bombas, etc. donde es deseable reducir el esfuerzo de la presión y las cargas externas sobre el equipo, al mínimo. También proporcionan una solución para aquellos casos en los cuales la instalación de anclajes principales no es práctica, ayudando a reducir las cargas sobre los puntos donde estos deberían estar localizados permitiendo de este modo una relocalización del anclaje a una posición más accesible y ventajosa.

Las varillas de tensión utilizadas en estas juntas deben estar diseñadas para absorber la carga total de la presión.

En la Fig 8, se explica el funcionamiento de las juntas de expansión de presión balanceada, para diferentes situaciones.

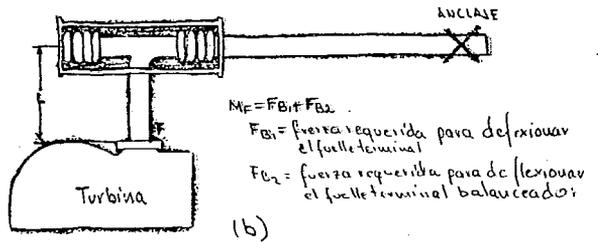
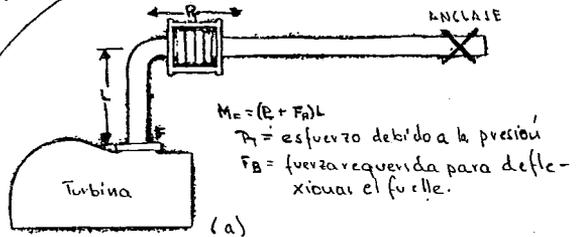
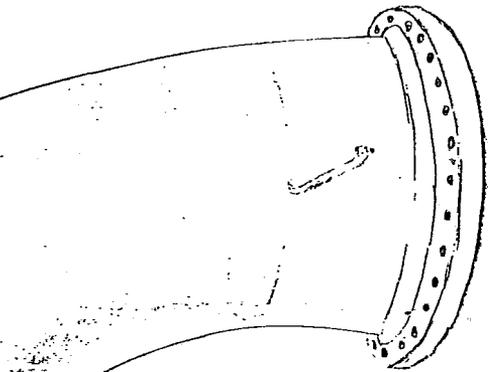
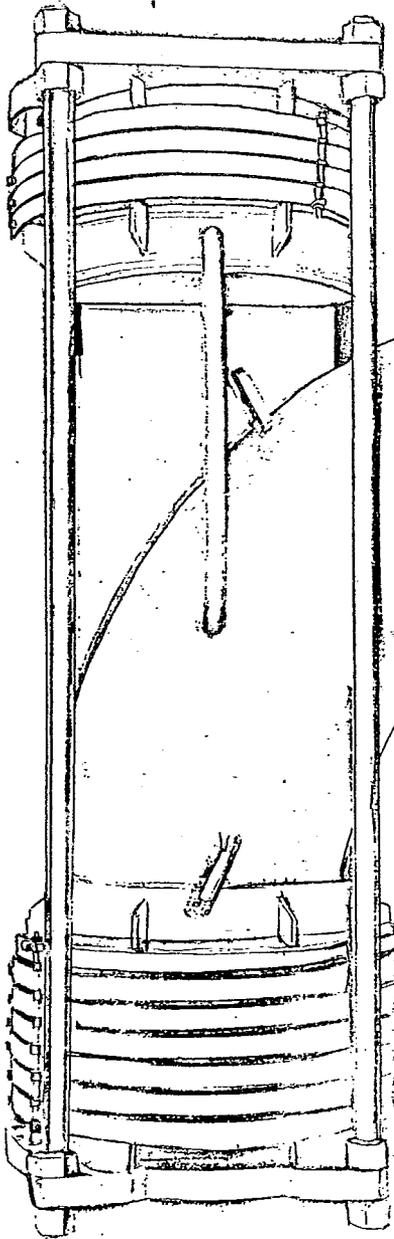
En la Fig 8.1 se muestra como trabaja la junta de presión balanceada. La presión interna en la junta de expansión "A", la cual se encuentra sobre la línea de tubería, ejerce un esfuerzo sobre la "T" (ó codo) el cual es compensado por la misma presión ejercida en sentido opuesto por la junta de expansión balanceadora "B". La fuerza ejercida por la presión interna contra la línea es compensada por una fuerza igual y opuesta que se transmite a la línea a través de las varillas tensionantes desde la terminal ciega de la junta de expansión balanceadora.

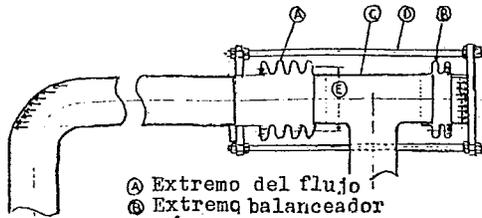
La fig. 8.2. enseña la operación de una junta de expansión de presión balanceada usada para compensar movimiento axial con su sección de forma de "T" anclada. Del mismo modo que la junta de expansión en la línea se va comprimiendo, debido a la expansión térmica de la tubería; la junta de expansión balanceadora se deforma en una cantidad igual debido a la presión interna, manteniendo tensionadas las varillas de tensión en todo instante. En este caso los fuelles de las juntas de expansión "A" y "B" requieren del mismo número de corrugaciones.

La Fig. 8.3. ejemplifica la operación de una junta de presión balanceada para una combinación de deflexión axial y lateral, la deflexión lateral es absorbida por la junta de expansión A en la línea, la cual tiene suficientes corrugaciones para absorber tanto los movimientos axiales como los laterales. La junta de expansión balanceadora "B" requiere únicamente suficientes corrugaciones para compensar el movimiento axial.

Fig. 7 Junta de presión balanceada.

Usa varillas tensionantes conectadas a un fuelle balanceador que ejerce una fuerza igual y opuesta en el codo. Las figuras (a) y (b) muestran que el único momento que se crea es el debido a la fuerza requerida para deflectonar físicamente los fuelles.





- Ⓐ Extremo del flujo
- Ⓑ Extremo balanceador
- Ⓒ T6
- Ⓓ varillas tensionantes
- Ⓔ diámetro medio de las corrugaciones

Fig. 8-1

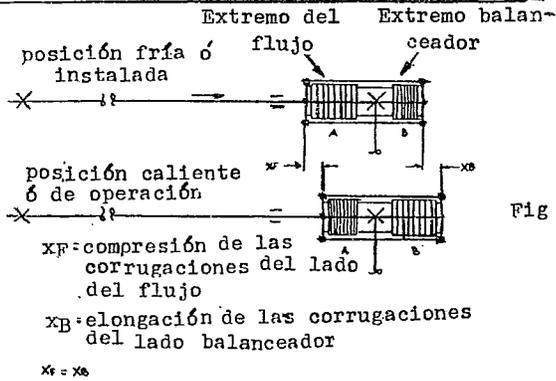


Fig 8-2

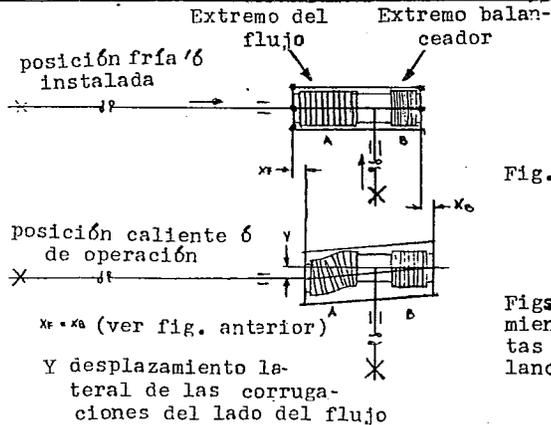


Fig. 8-3

Figs. 8 Funcionamiento de las juntas de presión balanceada.

2.2.4. Junta de expansion Universal:

Constan de dos fuelles unidos por un tramo de tubería común - (ver Fig. 9) Usualmente, se construyen con dos juegos de varillas de tensión cortas, cada juego sobre su fuelle correspondiente, ó con varillas de tensión a todo lo largo, fijadas en los extremos y en la parte central de la junta por guías.

Una unidad con dos juegos de varillas de tensión cortas, estafa diseñada principalmente para limitar el movimiento y estabilidad de la sección de tubería conectada. La unidad de varillas de tensión a todo lo largo está diseñada para limitar el movimiento del tramo central de tubería y distribuir y restringir el movimiento entre los dos fuelles de la junta; absorberá además todas las cargas externas presentes, tales como el viento y peso de la tubería cuando esta unidad es excepcionalmente larga.

Su capacidad de absorber movimientos es muy versátil, de aquí el nombre de "Universal"; absorben movimiento en cualquier dirección: axial, lateral, angular ó cualquiera de las combinaciones de éstos. Lo dicho implica que solo estas juntas de expansión puedan absorber movimientos universales, sino que su diseño se puede prestar en muchos casos mejor que otras juntas, para estos fines. p. ej. donde se tiene que absorber una cantidad considerable de deflexión lateral (más de $1/2$ ") será mejor utilizar una junta de expansión universal que una simple con muchas corrugaciones; pues esta deflexión será fácilmente absorbida por una pequeña flección del fuelle, que transmitida a lo largo del tramo recto de tubería intermedio dará lugar a una mayor capacidad de absorber deflexión. Las varillas de tensión protegerán a la junta y a los fuelles del esfuerzo que se provoca en estas situaciones.

La cantidad de movimiento lateral que una junta universal podrá aliviar, dependerá de la rotación angular que cada fuelle pueda proporcionar, y de la longitud del tramo recto de tubería intermedio entre ambos fuelles. De este modo, se podrán absorber movimientos laterales relativamente grandes teniendo en contraste fuerzas deflecionantes relativamente bajas. A mayor número de corrugaciones ó mayor tamaño del tramo recto de tubería intermedio, mayor capacidad de absorber deflexión lateral. El número de corrugaciones también determina la cantidad de movimiento axial que puede ser absorbido. Una unidad debefá bastar, para solucionar el problema total de expansiones ó contracciones entre dos piezas interconectadas, independientemente del plano considerado.

Este tipo de juntas normalmente proveen una solución muy eficaz para resolver problemas de expansión en tramos rectos de tubería que debido a su magnitud no pueden ser tan fácilmente resueltos absorbiendo el movimiento axialmente. Dada su capacidad, relativamente tan grande, para absorber movimientos laterales, se puede resolver el problema de grandes expansiones o contracciones, instalando una de estas juntas en tramos de tubería que forman un ángulo recto con estos tramos de tubería largos, ocupando la junta normalmente la totalidad del espacio entre codos de este tramo perpendicular de tubería.

También se acostumbra usar estas juntas, en lugares, donde la carga sobre los anclajes, equipo o tubería, se desea mantener al mínimo. Su uso es extendido, aplicándose para conectar tubería a tanques grandes sujetos a sedimentación, colocándose en áreas donde ocurren terremotos con frecuencia, para prevenir roturas de tubería y pérdidas de producto, para reducir riesgos de incendio. En casos donde existen condiciones de servicio muy severo de altas temperaturas, erosión, corrosión, etc. como son normalmente los procesos catalíticos, se usan también estas

juntas, pero con características de diseño muy especiales; fuelles de mayor tamaño, casquillo interno para proteger contraerosión, conexiones para purgar el espacio anular de los fuelles y casquillo, y muchos otros accesorios adaptables a la particularidad del caso.

Además de las varillas tensionantes, se les suele dotar con anillos igualadores, los que ayudan a la junta a soportar condiciones más extremas, por ejemplo, una junta puede aguantar:

- 50 psi sin anillos igualadores
- hasta 300 psi con anillos igualadores
- más de 300 psi con fuelles toroidales

Otra particularidad de las juntas universales, es que requieren menor cantidad de guías que las simples, pues las varillas de tensión y anillos igualadores, que normalmente se les adaptan constituyen medios de protección sumamente eficaces para evitar la distorsión de los fuelles.

2.2.5 Junta de expansión Universal, de presión balanceada:

Resulta de la sustitución de la junta de expansión simple, del lado del flujo, por una universal, en la junta de expansión de presión balanceada. De este modo se obtiene una junta que tiene todas las ventajas de la de presión balanceada, y adicionalmente podrá absorber deflexiones laterales grandes, característica de las juntas de expansión universales. Debido a esto sólo se pueden usar en cambios de dirección.

Este diseño en particular se usa para la conexión de descarga debajo de las turbinas, ó en aplicaciones donde la instalación de anclajes principales no es práctica.

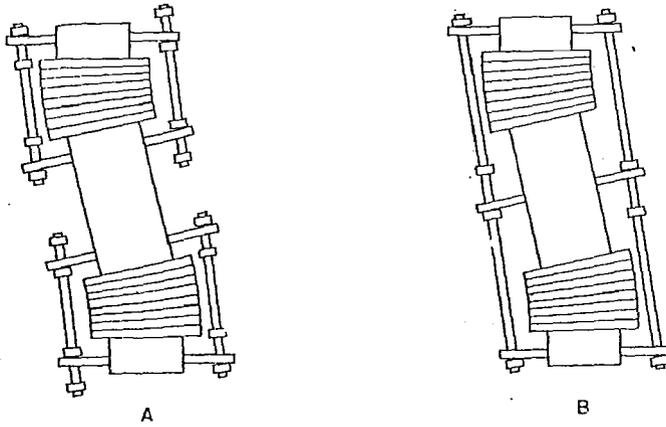


Fig. 9 Juntas de expansión universales, con varillas cortas y topos limitantes (A) y con varillas largas y topos limitantes (B).

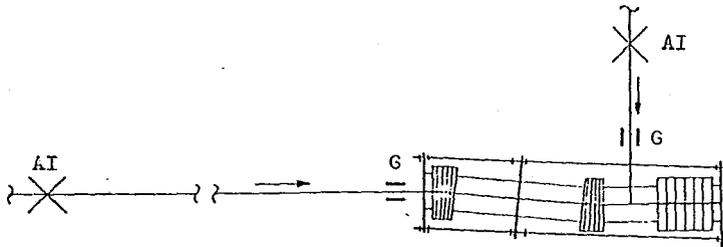


Fig. 10 Junta de expansión universal de presión balanceada.

2.2.6. Juntas de rótula con fuelle ("hinged")

Como se puede ver en la fig. 11, están provistas de un fuelle y de dos uniones rotulares (dos placas unidas mediante un perno), una en cada lado, que permiten únicamente rotación angular en un sólo plano.

Se usan en sistemas, que debido a su tamaño ó localización, no pueden ser soportados ó anclados en las formas convencionales. Estas juntas permiten a un sistema de tuberías autosoportarse, eliminándose la necesidad de soportes adicionales.

Los sistemas de tubería, que utilizan estas juntas, tienen la ventaja de poder soportar el peso de la tubería y otras cargas muertas, sin dañar el fuelle. Por tanto, se aplican para soportar grandes esfuerzos cortantes como los introducidos por cargas de viento y otras, previniendo además la torsión del fuelle. La rótula, perno y placas, deben ser diseñadas para soportar el empuje de la presión interna del fluido, además de todas las fuerzas externas adicionales, incluyendo las ya mencionadas.

No solamente reducen las cargas que se manifiestan contra los anclajes, sino que permiten las instalaciones de los mismos en localizaciones más ventajosas. Sin embargo, su uso no elimina la necesidad de guías colocadas convenientemente.

En la practica se usan en combinaciones de dos o tres juntas. Dos juntas de rótula, por ejemplo, separadas por un tramo de tubería, pueden ser usadas en lugar de una junta de expansión universal que opera en un sólo plano. La rótula impedirá que lo haga en otros planos. Si bien, estas juntas, solo absorberán el esfuerzo de lapresión y movimiento lateral de la tubería, no pueden absorber la expansión de la sección de tubería entre ambas juntas, pues las rótulas se oponen a ello.

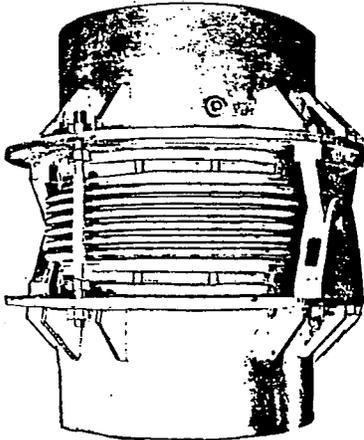


Fig. 11 Junta de expansión de rótula con fuelle ("hinged"). Cargan con la rótula el peso muerto de la línea.

2.2.7. De cardán con fuelles ("gimbal")

La mayor limitación de las juntas de rótula es que su acción está restringida a un sólo plano. Esto es solucionado mediante el uso de juntas cardánicas ("gimbal"), que constan esencialmente de dos juntas de rótula, una a espaldas de la otra con las rótulas a 90 grados una de otra. Cada juego de rótulas está vinculado a un anillo cardánico flotante común. De este modo, este tipo de juntas proporciona las mismas ventajas que las de rótula y puede ser usada en cualquier plano.

Los anillos cardánicos, rótulas y pernos, deben ser diseñados como para soportar el esfuerzo de la presión interna debida al flujo, así como a los esfuerzos externos que deberán soportar estas juntas, (viento, el peso muerto de la tubería conectada con su contenido, etc.)

La rotación angular que soportan por corrugación, disminuye conforme aumenta el diámetro. Por ejemplo, para un diámetro interno de 72", la rotación angular máxima por corrugación es 0.75° y para un diámetro interno de 1", la rotación angular máxima por corrugación será 5°. Esto es debido, básicamente a los esfuerzos que son necesarios de introducir al sistema para flexionar unas y otras corrugaciones. Muchas veces se les adaptan topes limitantes para asegurar que la junta trabaje dentro de las limitaciones del diseño.

Para absorber la expansión térmica de un sistema se requiere usar un mínimo de dos juntas de cardán y un máximo de dos juntas cardánicas y una de rótula trabajando en combinación. El layout, el esfuerzo máximo permisible sobre las paredes de la tubería, y las fuerzas finales permisibles, determinarán el número de unidades para lograr el arreglo más económico.

Cuando se usan dos juntas cardánicas conjuntamente para absorber el movimiento en sistemas multiplanares, causan una pequeña deflexión lateral a la tubería que interconectan. Esto se debe a que forman un sistema rígido que interconecta la tubería en un tramo perpendicular (como las juntas universales), y al ser un sistema rígido, necesariamente, para girar, deflexionarán un poco la tubería unida.

Dos juntas cardánicas en conjunción con una de rótula, permitirán la absorción del movimiento axial de dos segmentos de tubería que involucren cualquier ángulo de intersección.

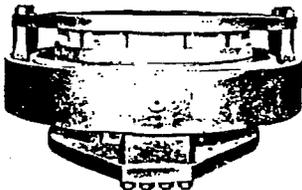


Fig. 12 Junta de cardán con fuelle ("gimbal").

Junta de expansión de fuelles presurizados:

2.2.8. Como su nombre lo indica, sus fuelles cuando están en operación, se encuentran externamente presurizados. Su construcción (ver fig. 13) hace que el medio de flujo proporcione presurización sobre la porción externa del fuelle, evitando que este se deforme a la vez que se mueve para absorber los movimientos de tubería.

El fluido transportado solo tocará la parte externa de las convoluciones y a la vez circulará nuevamente a través de la cubierta de la junta para reintegrarse al flujo. El diseño de la junta impide que partículas importantes de basura, etc. puedan depositarse en las convoluciones salvo que el fluido mismo tenga características incrustantes, caso en el cual no se recomienda el uso de estas juntas.

Se les pueden colocar conexiones de dren en el fondo de la cubierta para poder remover basura, condensado y otros depósitos; y conexiones de purga instaladas en la parte superior para ventear aire o gases y así poder asegurar una tubería llena de fluido.

La parte interna del fuelle no podrá ser tocada por el fluido que circula a través de la junta, lo que garantiza un funcionamiento regular sin necesidad de mantenimiento constante, además que no es posible que el fluido pueda fugarse.

doble Este tipo de juntas las hay de un fuelle simple presurizado y en la que ambos fuelles comparten la misma carcasa de la junta. La junta de fuelle presurizado, se instalará normalmente en el centro de un tramo recto de tubería entre dos anclajes, y tendrá normalmente un soporte de pie adaptado a la carcasa, que facilitará su instalación, y si los esfuerzos de la presión son iguales, y opuestos, este soporte se podrá considerar como un anclaje intermedio que absorberá únicamente las pequeñas fuerzas provocadas por la fricción, viento y desalineamiento de la tubería.

Comercialmente las juntas de un fuelle presurizado se venden para absorber de 4 a 16 pulgadas de movimiento axial, y presiones de trabajo de entre 150 y 300 psig., en diámetros que varían de 3 a 24 pulgadas. Las de fuelle doble presurizado absorben movimiento axial de 8" a 16". Ambas juntas son diseñadas para una vida de trabajo mínima de 1000 ciclos.

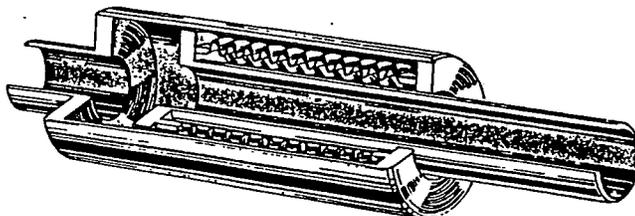


Fig. 13 Junta de expansión de fuelles presurizados.

2.2.9. Juntas de desplazamiento Torsional ("Torq-Flex")

Estas juntas, al igual que las de eslabón giratorio y las de casquillo, absorben movimientos torsionales, siendo normalmente más económica que estas y teniendo la ventaja de evitar el problema de las fugas y mantenimiento frecuente que requieren estas, ya que están fabricadas en una sola pieza. Su capacidad de movimiento torsional, sin embargo no sefa tan grande.

Como se observa en la fig. 14, responden al diseño de una junta universal, con uno o más fuelles en cada extremo de un tramo de tubería que contiene un fuelle capaz de desplazarse torsionalmente en la sección central.

Comercialmente se manufacturan en diámetros de 2 a 36 pulgadas con fuelles de acero inoxidable, monel o inconel, pudiendo soportar presiones desde el vacío hasta 300 psi.

Se diseñan para resolver problemas de torsión, movimiento angular, expansión, compresión y deflexión lateral, combinándose normalmente para estos fines con juntas de expansión de un fuelle.

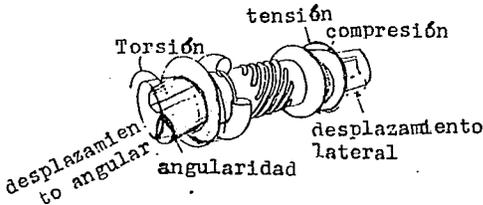


Fig. 14 Junta de desplazamiento torsional (" torq - flex ").

2.3 ACCESORIOS APLICABLES A LAS JUNTAS DE EXPANSION DE FUELLE

Para obtener el mejor resultado de la flexibilidad de las juntas de expansión en sus distintas aplicaciones, se utilizan diversos accesorios entre los que se encuentran:

- anillos de refuerzo
- anillos igualadores
- cubiertas externas
- cubiertas internas
- topes y varillas limitantes
- varillas de tensión
- conexiones para purga
- pantógrafos

La adición de estos accesorios mejoran en mucho la capacidad de las juntas de expansión para absorber condiciones de servicio severas. Sin embargo, por lo general, no modifican la necesidad de instalar guías de alineamiento y anclajes intermedios en determinados lugares. Las cargas sobre los anclajes principales, sí podrán ser reducidas con la aplicación de estos aditamentos.

2.3.1. Anillos de refuerzo:

Son anillos cerrados contruidos de metal sólido o tubular, que se colocan por fuera, en los valles de las corrugaciones, y cuyo propósito, es el de reforzar las corrugaciones del fuelle contra la presión interna del fluido. Además sirven para distribuir el movimiento hacia corrugaciones adyacentes, y para guiar la distorción local sobre los valles de la corrugación cuando esta se flexiona.

2.3.2. Anillos igualadores: (ver fig. 15.)

Se adaptan a la configuración externa del fuelle, en su mayor nivel de compresión que puede aceptar, y su propósito principal es el de reforzar las convoluciones del fuelle contra la presión interna, mantener la curvatura de la corrugación, igualar el movimiento de cada corrugación, y servir como un tope limitante para prevenir sobrecompresiones.

Normalmente están hechos de fierro fundido o de acero, acero inoxidable u otras aleaciones, dependiendo de la severidad de la operación y son equipo estándar para juntas de expansión con condiciones de servicio de más de 50 psig para fuelles de acero inoxidable, y de más de 30 psig para fuelles de cobre.

Cuando se tengan temperaturas de más de 500^oF, se deberán usar anillos igualadores de acero, y para temperaturas inferiores se podrán usar de fierro fundido.

Este tipo de accesorios tiene la desventaja de restringir en parte la acción de la junta de expansión, lo que hace en ocasiones necesario el aumentar el número de corrugaciones para solucionar el problema.

2.3.3. Cubiertas externas:

Son piezas cilíndricas de metal que se usan para proteger la superficie exterior de los fuelles, contra la acción de agentes externos, corrosión, daño mecánico, etc. y para cuando se desea poner aislamiento a la junta.

2.3.4. Cubiertas Internas:

Son casquillos telescópicos metálicos que sólo permiten que la junta de expansión se mueva axialmente. Sirven para minimizar el contacto entre la superficie interna del fuelle, y el fluido que circula a través de la junta, evitarán turbulencias en el flujo y reducirán por tanto la erosión y ruido. Estos casquillos se deberán usar siempre que:

- Se tengan velocidades en líneas de vapor que sobrepasen los 1000 pies por minuto por pulgada de diámetro de tubería de hasta 6 - pulgadas, y 6000 pies por minuto o más, para líneas mayores de 6 pulgadas.
- Se tengan velocidades en líneas de aire que sean mayores de 250 pies por minuto y por pulgada de diámetro para tuberías de hasta 6 pulgadas y 1500 pies por minuto o más, para líneas mayores de 6 pulgadas.
- Cuando se transporten fluidos con partículas abrasivas
- Cuando se tengan altas temperaturas involucradas, para así - reducir las temperaturas de las corrugaciones del fuelle, y permitirles retener al máximo sus propiedades físicas.
- En el caso que se usen fuelles de cobre

No se debe usar cuando se transportan fluidos muy viscosos, como chapopote, etc. los que pueden causar que la junta pierda sus propiedades elásticas, al no permitir el casquillo interno el drenaje adecuado de estos fluidos.

2.3.5. Topes y varillas limitantes:

Limitan el movimiento que absorberá la junta, a fin de evitar que esta se pueda deformar permanentemente.

2.3.6. Varillas de tensión:

Se colocan con objeto de proteger la junta de expansión contra el empuje de la presión interna del fluido, y de otras fuerzas externas, restringiendo la cantidad de movimiento que se absorberá.

Las varillas de tensión soportan la presión interna del fluido, aliviando por consiguiente este esfuerzo sobre los anclajes, cuando se tiene que absorber deflexión lateral ó rotación y se tiene presión en la línea.

2.3.7. Conexiones para purga:

Quando el medio transportado tiene características abrasivas, ó una densidad alta, tal como carbón, coque, chapopote, asfalto, etc., es recomendable adicionar estas conexiones. En fuelles toroidales ó redondos se pueden colocar directamente en cada una de las corrugaciones, y en otras juntas, se colocan en uno de los extremos del casquillo interno (cuando lo llevan), el cual va sellado.

Las conexiones para purgas sirven también para inyectar líquido o gas a través de las corrugaciones del fuelle, y la guía interna; los que limpiarán esta área de materiales corrosivos y los erosivos que pudieran dañar al fuelle de la junta de expansión.

2.3.8. Pantógrafos (ver fig. 15)

En determinadas ocasiones, cuando se desea tener una distribución simultanea y pareja de las cargas sobre las corrugaciones, es cuando se aplican estos aditamentos. Su uso asegura un movimiento axial uniforme en cada corrugación, implementando la vida ciclica de la junta aproximadamente en 40%.

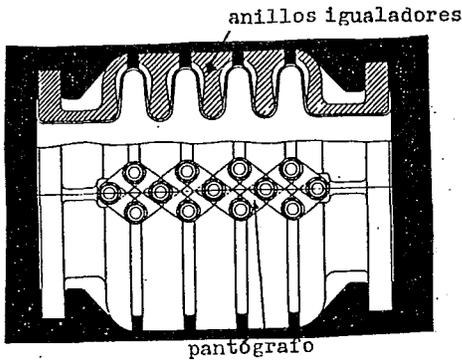


Fig. 15 junta de expansión con anillos igualadores y pantógrafo. Nótese que el pantógrafo asegura un movimiento proporcional a cada un de las corrugaciones.

2.4.

DISEÑOS DE FUELLES

Un fuelle, que consiste de una o más corrugaciones, es el elemento flexible de una junta de expansión de fuelle. La distancia entre valle y valle, de cada una de las corrugaciones, y la profundidad de las mismas, así como su forma pueden ser variadas para lograr ciertos requerimientos de aplicación específicos.

En las juntas de expansión comerciales, los fuelles son usualmente manufacturados de lámina de metal delgada donde el metal necesariamente deberá ser resistente a la corrosión.

Las distintas configuraciones usuales de fuelles (ver fig 16), se pueden clasificar en:

- 1.- De disco con soldadura (A a I)
- 2.- De ondulación continua (J a M)
- 3.- Toroidales (N)

Los fuelles "A B, C y D" se usan ocasionalmente en líneas de vapor y de vapor con bajo nivel de expansión. sólo cuando no se tienen juntas comerciales disponibles o las que hay resultan demasiado costosas para el servicio propuesto. Son diseñados normalmente a un nivel moderado de esfuerzo para asegurar una vida comparable a la de la tubería y para evitar corrosión con los esfuerzos. El diseño "O" da buen servicio en algunas aplicaciones, pero ocupa mucho espacio y es muy costoso en proporción al movimiento que puede aliviar.

Los fuelles " E, F, G, H e I' son etapas sucesivas de una mejor capacidad para soportar la presión interna. Progresivamente, en virtud de su configuración se va reduciendo el número de convoluciones por pie lineal y por tanto su capacidad de extenderse ó comprimirse. Sus contornos, cuanto más redondeados son, absorben con mayor facilidad los esfuerzos provocados por las deflexiones.

Los fuelles de disco normalmente son manufacturados con lámina de calibre delgado. La principal falla de las corrugaciones del tipo de disco con soldadura, además de que requieren de un esfuerzo considerable para expandirse o contraerse, reside en que el esfuerzo no es distribuido parejo en toda su configuración, sino que se localizan principalmente en las partes bajas y superiores de las corrugaciones. Este impedimento provoca una vida más corta que la de otras conformaciones.

Los fuelles (J, K, L y M) representan un paso adelante en cuanto a su conformación, evitándose la presencia de soldadura y de esquinas, obteniéndose conformaciones más redondeadas, y mejor dotadas por tanto para distribuir los esfuerzos a través de toda su configuración.

Las configuraciones N responden a la forma toroidal.

Importante es mencionar que este tipo de fuelles es capaz de soportar presiones internas de flujo elevadas, sin necesidad de cubiertas externas que ayuden a soportarla, pudiéndose además construir en dimensiones mucho mayores que las usuales para los demás tipos de fuelles, siendo también bastante más durables. Su forma provoca una mejor distribución de los esfuerzos a la vez que una mayor resistencia a la deformación.

Cuando se requiere una junta de expansión más flexible que lo normal, o cuando se tengan esfuerzos insuficientes como para deflexionar incluso a la configuración toroidal, valdrá la pena construir las juntas en más de una capa de lámina. (usualmente con doble capa).

La tendencia hace algún tiempo de preferir fuelles con distancia pequeña entre corrugaciones, debido a la posibilidad de meter más elementos flexibles en un espacio dado y lográndose en consecuencia una mayor capacidad de movimiento, ya no esta en boga, prefiriéndose actualmente el uso de fuelles con mejor capacidad de resistir los efectos de la presión y que tengan además una menor proporción de puntos críticos debidos a la soldadura.

Los fuelles con pequeña distancia entre corrugaciones tienen mayor tendencia a aceptar incrustaciones, lo cual es causa de posibles rupturas, ya que los sedimentos interfieren con la fuerza compresiva.

En lo que se refiere a conexiones de drenaje en cada uno de los fuelles, solo se puede decir que en la mayoría de los casos no son convenientes, ya que involucran un posible punto de ruptura debido a fallas de la soldadura o del metal.

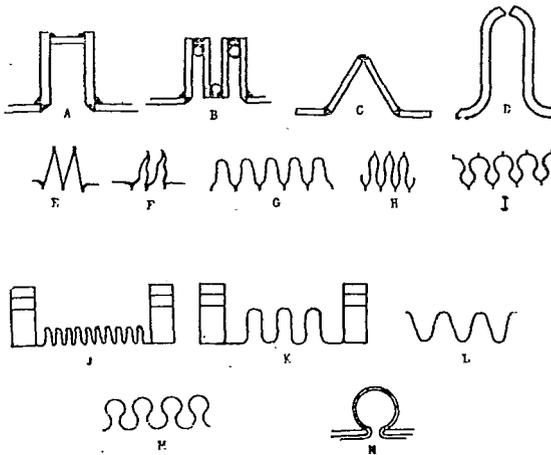


Fig. 16 Distintas configuraciones de fuelles. Los fuelles arriba mostrados A hasta I se recomiendan sólo para presiones de operación no mayores de 25 psig. , alcanzan una vida promedio de hasta aprox. 500 ciclos y en ciertos puntos acumulan una cantidad bastante apreciable de esfuerzo. Los fuelles J hasta M se recomiendan para presiones hasta de 50 psig. , alcanzan una vida promedio de hasta aprox. 3000 ciclos y los esfuerzos a los que trabajan son aceptables. El diseño N sirve para presiones de hasta 200 a 2000 psig. dependiendo del proceso de fabricación utilizado . Un fabricante que lo manufactura en cinco etapas sucesivas de manufactura reporta que sus fuelles toroidales reportan vidas de hasta 200 000 ciclos. Además son los que trabajan al menor nivel de esfuerzos.

2.5.

S E L E C C I O N

Antes de definir cual junta de expansión deberá utilizarse, será útil asumir primeramente que la junta más simple y económica aplicable a las condiciones de servicio requeridas, será aquella que proporcione la solución óptima al sistema.

Factor básico para establecer el marco bajo el cual actuará la junta, será la posición de los anclajes. En lo posible valdrá la pena tener juntas idénticas así como minimizar la cantidad de ellas a utilizar, por lo que habrá que evaluar todos aquellos arreglos que puedan ofrecer soluciones prácticas y económicas, tomando en cuenta factores tales como la vida de las juntas, sello, esfuerzos provocados, restricciones de espacio, naturaleza de los movimientos a absorber (véase tabla posterior) etc.

En los puntos anteriores se señalan las características más importantes de los diversos tipos de juntas de modo que tomando en cuenta estas y teniéndose concretamente las especificaciones por parte del fabricante de la junta seleccionada, el usuario podrá definir cual de ellas utilizará.

T A B L A

Tipos de movimientos que pueden ser acomodados por las distintas juntas de expansión.

Tipo de junta	Desplazamientos			Rotaciones		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Casquillo	B	O	O	I	O	O
Eslabón giratorio	O	O	O	I	O	O
Bola	O	O	O	I	O	O
Fuelle metálico	B	A	A	O	A	A
Fuelle de hule	B	A	A	A	A	A

Claves: B = Bien
A = Algo
I = Ilimitado

2.5.1. Datos necesarios para seleccionar y ordenar juntas de expansión.
Factores a considerar.

Entre los factores que vale la pena considerar para la selección de la junta de expansión idónea, se enlistan los siguientes:

- 1.- Aplicación
- 2.- Tubería: diámetro, cédula, material, aislamiento (en tubería, en uniones).
- 3.- Fluido: velocidad, gasto, estado, cambios de fase, composición.
- 4.- Presión máxima: de trabajo, (interior y exterior) (constante, pulsante o de impacto), tests, vacío, caída de presión permisible.
- 5.- Temperatura: de trabajo (max y min y media), ambiente, de instalación.
- 6.- Erosión y corrosión: (interior y exterior)
- 7.- Movimientos (magnitud): Axial (compresión, extensión), deflexión lateral (en uno o ambos extremos de la junta), rotación angular (en uno o ambos extremos de la junta), combinaciones, frecuencia, vibraciones (frecuencia, dirección, amplitud), variaciones de presión y temperatura.
- 8.- Junta de expansión y accesorios: Tipo de junta, material, No. de corrugaciones, casquillo interior, cubierta exterior, anillos de refuerzo, anillos iguales, topes y varillas limitantes, varillas de tensión, conexiones para purga, (tipo de roscado donde), base para anclar conexiones de desagüe.
- 9.- Acoplamientos terminales: Material,
 - a) bridas: tipo (deslizamiento) van stone, cuello soldado, reducción, Superficie (plana, realizada oval o hexagonal, lengüeta o ranura grande, lengüeta o ranura pequeña, hembra o macho grande, hembra o macho pequeño), dimensiones (OD, ID, grosor), perforaciones (No., tamaño, orientación)
 - B) soldadura: Superficie de las terminales (cuadradas, con chaflán en V, con chaflán en U, otros)Instalación de los acoplamientos de expansión - (horizontal, vertical), limitaciones de tamaño - (diámetro exterior, longitud), posición para las instalaciones.
- 10.- Restricciones de diseño: longitud, diámetro exterior máximo, diámetro interior mínimo, esfuerzo axial, esfuerzo lateral (cortante), momento, vida, códigos aplicables, presión, acceso, carga muerta, anclajes y guías (diseño y colocación)
- 11.- Requerimientos de fabricación y tests: tratamiento térmico, procedimiento de fabricación (soldadura, formación hidráulica, en frío, en caliente, con presión, etc). Tests que establezcan la calidad física y química del material de la junta, test de trabajo (hidráulico, vacío, etc).
- 12.- Empaque y embarque: Marcas (para embarque e instalación), accesorios para inmovilizar la junta durante el embarque y para mantener la junta en la posición de instalación, rótulos especiales, instrucciones de embarque.

13.- Mantenimiento y refacciones: lubricación, empaques, repuestos instrucciones de mantenimiento, inspección antes de poner en operación, espacio para mantenimiento.

Una lista como la anterior, deberá servir al diseñador de la tubería para considerar aquellos factores de mayor importancia en su diseño, que se deberán informar al fabricante a fin de asegurar una operación adecuada. Valdrá la pena además que el diseñador proporcione dibujos sobre la instalación, medidas, etc.

2.5.2. Vida:

La vida de una junta de expansión que opera bajo cualesquiera condiciones de presión y movimiento, sólo se puede determinar de manera efectiva empíricamente mediante simulación de la operación.

Un ciclo es un movimiento de una junta desde posición totalmente abierta hasta la posición totalmente cerrada y nuevamente hasta la posición totalmente abierta.

Las especificaciones requeridas por los usuarios normalmente fluctúan entre 5000 y 100000 ciclos de vida, dependiendo de las condiciones de trabajo.

Los fabricantes normalmente garantizan sus juntas entre 5000 a 7000 ciclos bajo ciertas condiciones de trabajo prescritas habiendo sin embargo juntas que se dice resisten hasta 200,000 ciclos.

La vida de una junta de expansión está en función de muy diversos factores, entre ellos se tienen:

La presión de operación, temperatura de trabajo, el material de que está hecha, el movimiento en sus miembros, espesores, diseño distancias, etc. de sus partes, así como muchos otros factores específicos de cada junta. En la sección 3.6.6 del capítulo III se describen fórmulas empíricas para calcular la vida esperada de juntas de expansión de fuelle en función de algunas de estas variables. El tratamiento térmico al metal de que está hecha la junta será por lo general benéfico a la vida de la misma

C A P I T U L O III

C A L C U L O

3.1. Introducción práctica al diseño de sistemas de tuberías:

Para el cálculo práctico de un sistema de tuberías, y el establecer la necesidad de utilizar juntas de expansión ó no, deberán seguirse los siguientes pasos:

- 1.- Localizar tentativamente el equipo a unir, anclajes y líneas de tubería de acuerdo con la configuración del espacio disponible y con las necesidades de trabajo del sistema. Se elegirá a aquella alternativa que ofrezca la relación costo-servicio más adecuada.
- 2.- Cálculo de la expansión térmica en los diversos tramos de tubería entre anclajes bajo las condiciones de trabajo establecidas
- 3.- Determinar si la flexibilidad natural del sistema entre anclajes resulta suficiente para absorber las expansiones y contracciones sin que se introduzcan esfuerzos y momentos superiores a los permisibles.
- 4.- En caso de que la flexibilidad natural no resulte suficiente, calcular y comparar desde el punto de vista costo, espacio, etc. las diferentes alternativas posibles para resolver el problema de falta de flexibilidad natural. Se proponen normalmente las siguientes soluciones:

- colocación de más anclajes
- introducción de una desviación de tubería (loop)
- aplicación de una junta de expansión ó combinación de varias

Para evaluar estas alternativas será necesario determinar:

- a) Cantidad y calidad del movimiento que se desea absorber
- b) tamaño del Loop, selección de la (s) junta(s) de expansión aplicable(s) y su colocación más práctica ó fijación de la colocación y costo del ó de los anclajes necesarios.
- c) Esfuerzos y momentos que introducen cualquiera de las soluciones, y comparación con el permisible sobre anclajes y puntos críticos.
- d) Evaluación de la necesidad de colocar guías y restricciones
- e) Comparación y selección desde el punto de vista costo-servicio de la solución a emplear.

3.2. Establecimiento tentativo del Layout

Este paso ^{es)}relativamente fácil de realizar en la mayoría de los casos, ya que la disponibilidad de espacio para colocar equipo, las necesidades del servicio y los lugares factibles para colocar anclajes, no permi-

ten normalmente tener muchas alternativas para el Layout.

El número de anclajes seleccionado, dependerá principalmente de que se tengan lugares propios para colocarlos y de la cantidad de expansión que deberá absorber el sistema.

Las piezas mayores de equipo como las turbinas, bombas, compresoras, cambiadores de calor, reactores, etc. se pueden considerar como anclajes para fines prácticos.

Se colocan anclajes en lugares como válvulas, cambios de dirección de la tubería, terminales ciegas, ramales de tubería etc.

3.3. Cálculo de la expansión térmica:

Una vez que se han localizado los lugares en donde se colocarán anclajes, los tramos de tubería entre anclajes deberán de considerarse independientes uno de otro para fines de cálculo, resolviéndose así los problemas de expansión térmica por tramos.

Para calcular la expansión térmica se utiliza la siguiente fórmula:

$$E = \frac{L}{100} (\alpha T_{\max} - \alpha T_{\min})$$

donde: E = expansión total del tramo "L" de tubería considerado (en pies)

L = longitud del tramo sometido a expansión térmica (en pies)

αT_{\max} = coeficiente de expansión del material de la tubería a la temperatura máxima a la que se considera estará sometido el sistema, (en pulgadas por cada 100 pies de tubería)

αT_{\min} = ídem a la temperatura mínima de operación del sistema o la temperatura de instalación.

3.3.1 Magnitud de los esfuerzos causados por expansión o contracción térmica en tuberías

Para ilustrar este punto resolveremos el siguiente problema:

Calcular la expansión axial "d" que provocaría 20,000 psi de esfuerzo axial en una tubería de acero al carbón, suponiendo que este material sigue la ley de Hooke, y la diferencia de temperaturas necesaria para provocar esta deformación "d", suponiendo que se tiene una temperatura de instalación de 0°F.

De acuerdo con la ley de Hooke:

$$S = E d, \text{ donde}$$

d = deformación unitaria (en pulgadas/ pulgada)

S = esfuerzo provocado por la deformación (en libras/pulgada cuadrada)

E = módulo de elasticidad de Young (libras/pulgada cuadrada)

$$d = \frac{S}{E} = \frac{20,000 \text{ psi}}{30 \times 10^6 \text{ psi}} = \frac{2}{3} \times 10^{-3} \frac{\text{in}}{\text{in}} = 0.00066 \frac{\text{in}}{\text{in}}$$

$$0.00066 \frac{\text{in}}{\text{in}} \times 12 \frac{\text{in}}{\text{ft}} = 0.008 \frac{\text{in}}{\text{ft}} = 0.8 \frac{\text{in}}{100 \text{ ft}}$$

expansión térmica vs. temperatura

leyendo en tablas de tenemos que esta expansión corresponde a aprox 106°F, o sea 41°C de diferencia de temperaturas.

El esfuerzo permisible del acero al carbón, (incluyendo un factor de seguridad adecuado) es de cerca de 20,000 psi, lo cual puede dar una idea del efecto que puede causar un aumento de temperaturas usual en procesos químicos en un sistema de tuberías restringido, que no incluya ninguna providencia para absorber estas expansiones ó contracciones debidas a temperaturas.

3.4. Flexibilidad natural:

Para determinar si serán necesarias juntas de expansión en el sistema, así como su localización, se deberá antes calcular si el sistema, con las premisas de localización forzosa de algunos de los anclajes y equipo, puede proveer de la flexibilidad natural necesaria por sí mismo dentro de límites apropiados de seguridad o no.

Para el cálculo de los esfuerzos, reacciones, momentos, etc., se dispone de una gama muy amplia de métodos aplicables, que varían desde los más simples que proporcionan soluciones para configuraciones aisladas de tubería preestablecidas, a los más sofisticados que calculan el sistema como un todo y para los que generalmente es más recomendable utilizar los servicios de la computadora.

Como el propósito de esta tesis no es el discutir todos y cada uno de ellos, sino el establecer los que a nuestro criterio son los más aplicables para nuestros propósitos, citaremos solo los siguientes, de acuerdo a su mecanismo de cálculo:

- 1) Simplificados: - solución gráfica para configuraciones preestablecidas
- el de cantilever guiado ("guided cantilever")
- el general analítico simplificado para sistemas con esquinas a 90°
- 2) Generales: El método general analítico
- 3) Con experimentación sobre modelos.

Todos estos métodos estan explicados en el libro "Design of Piping Systems" de "The M.W. Kellogg Co" y cada uno de ellos es recomendable de acuerdo con la complejidad del sistema a considerar.

3.4.1. Procedimientos simplificados:

Se basan en el cálculo bajo ciertos límites de configuraciones de tubería preestablecidas.

Para fines prácticos, son normalmente los primeros que se utilizan y los más usuales, pues por lo general, al sistema de tubería se le pre establecen localizaciones de anclajes y equipo de acuerdo con su "layout" de modo que se simplifica mucho su cálculo y se logran configuraciones mucho más simples e independientes entre sí para fines de cálculo, para muchas de las cuales ya se tiene preestablecida la forma de determinar los esfuerzos provocados, etc.

- Soluciones gráficas: En la literatura se pueden encontrar innumerables tablas y soluciones gráficas para resolver configuraciones simples de tuberías con un número limitado de desviaciones entre dos anclajes. En el libro "Design of Piping Systems" de "The M. W. Kellogg, se encuentran soluciones para cuatro sistemas típicos con desviaciones esquinadas a 90° (se incluye el Loop rectangular), en "Piping Handbook" de Sabin Crocker se encuentran soluciones a sistemas curvos (Loops). Por lo general las gráficas son calculadas para un módulo de elasticidad dado.

- Sistema del "cantilever guiado": Es sumamente usado por muchos ingenieros y se basa en las siguientes asunciones (ver fig. 17-2 y 17-3)

- a) El sistema tiene únicamente dos puntos terminales; y esta compuesto de ramales rectos de tubería de diámetro, espesor y material uniformes y codos a 90°
- b) Todos los ramales son paralelos a un sistema de ejes coordenados
- c) La expansión térmica en una dirección dada, es absorbida exclusivamente por los miembros perpendiculares a esta dirección.
- d) La cantidad de expansión térmica que un miembro de tubería dado puede absorber es inversamente proporcional a su rigidez. Si los miembros aludidos son de sección transversal idéntica, su rigidez variará de acuerdo al valor inverso del cubo de sus longitudes.
- e) Al acomodar la expansión, los miembros involucrados, actúan como cantilevers (voladizos) guiados; esto es, estarán sujetos a flexión bajo desplazamiento de sus terminales pero no tendrán rotación terminal (ver fig. 17.2)

De acuerdo con lo asumido en c y d, los miembros individuales involucrados, absorberán la porción siguiente de la expansión térmica en la dirección "x"

$$S_x = \frac{L^3}{\sum L^3 - \sum Lx} \Delta x \quad (\text{eC. 1})$$

donde

S_x = deflexión lateral en la dirección x para el miembro considerado (pulgadas)

L = longitud del miembro en cuestión (pies)

Δx = expansión térmica total del sistema en la dirección "x" (pulgadas)

$\sum L^3 - \sum Lx$ = suma de las longitudes al cubo de todos los miembros perpendiculares a la dirección considerada (en este caso los miembros paralelos al eje "y" y "z")

Para las deflexiones en dirección "y" y "z" se aplican ecuaciones similares. En la fig. 17.3 se muestra esquemáticamente la distribución de las expansiones térmicas sobre los distintos miembros de una configuración espacial.

La capacidad de deflexión de un cantilever del tipo estipulado por la asunción "e" anterior, se puede determinar por la fórmula:

$$\delta = \frac{48 L^3 S_a}{ED} \quad (\text{ec.2})$$

donde

δ = deflexión permisible del miembro considerado en pulgadas
 S_a = esfuerzo permisible (lbs/pulgada cuadrada, psi)
 L = longitud del miembro considerado (pies)
 E = módulo de elasticidad (psi)
 D = diámetro externo de la tubería (pulgadas)

Primeramente se determinarán " δ_x ", " δ_y " y " δ_z " de la ec.(1) y después " δ " con la ec. (2) para cada miembro. Si " δ_x ", " δ_y " y " δ_z " resultan menores que " δ ", cada miembro poseerá la suficiente capacidad de deflexión y el sistema se podrá decir que es adecuadamente flexible. Si no es este el caso, se requerirá, o modificar la configuración del sistema, ó introducir una junta de expansión.

Para el caso en que se tenga rotación en las intersecciones, - se utiliza un factor de corrección "f" que introduce el efecto de la reducción del momento flexionante, debido a la rotación del miembro adyacente al considerado. (ver gráfica C-14 del Kellogg)

Si la capacidad de deflexión corregida $f\delta$ resulta mayor que " δ_m " (δ_m es la mayor de las deflexiones δ_x , δ_y ó δ_z), el miembro se considera que es suficientemente flexible.

La relación $\delta_m/f\delta$ indica la proporción del esfuerzo permisible consumido por el miembro considerado para acomodar la expansión térmica, de modo que se puede calcular el nivel de esfuerzo real introducido por la fórmula.

$$S_e = \frac{\delta_m}{f\delta} S_a \quad (3)$$

donde

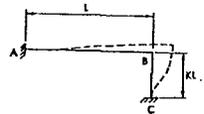
S_e = esfuerzo real estimado en el miembro que absorbe la deflexión (psi)
 S_a = esfuerzo permisible (psi)
 δ_m = el mayor de los componentes δ_x , δ_y ó δ_z (pulgadas)
 δ = capacidad de deflexión del miembro considerado (pulg)
 f = factor de corrección

El momento real estimado, que se provoca en los puntos terminales, y que para fines de cálculo es el que nos interesa, se encuentra entonces utilizando la siguiente ecuación:

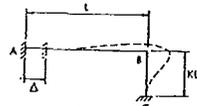
$$M_b = \frac{S_e Z}{12}$$

donde

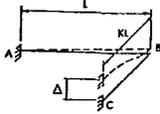
M_b = momento real estimado del componente de flexión máxima (pies - lb)
 Z = módulo de sección de la tubería (pulgadas)³



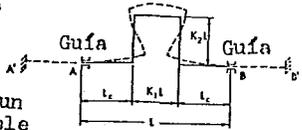
sistema con 2 extremos rígidos



sistema con un extremo movible axialmente



sistema con un extremo movible normalmente



Loop simétrico sujeto a expansión térmica

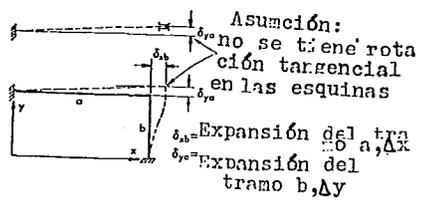
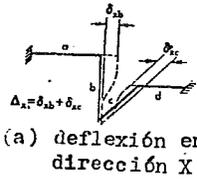
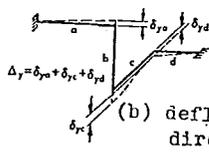


Fig 17-2 Deflexiones en un sistema uniplanar (Sistema del cantilever guiado)

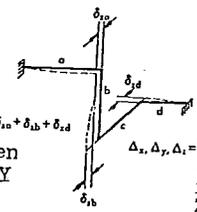
Figs. 17-1 Casos representativos de soluciones gráficas.



(a) deflexión en dirección X



(b) deflexión en dirección Y



Δx, Δy, Δz = expansiones térmicas en las direcciones X, Y y Z.

Fig. 17-3 deflexiones en sistemas multiplanares. (Sistema del cantilever guiado)

Fig. 17 Procedimientos simplificados para el cálculo de sistemas que proveen de flexibilidad natural. Representación esquemática. La Fig. 17-1 muestra algunos casos típicos que pueden ser calculados con tablas ó gráficas. La Fig. 17-2 muestra deflexiones típicas que se asume ocurren en un sistema uniplanar, de acuerdo con el sistema de cálculo del " cantilever guiado ". La Fig. 17-3 muestra lo mismo pero para sistemas multiplanares.

El acierto principal del método del "cantilever" guiado", es su extrema simplicidad y aplicabilidad confiable a cualquier configuración espacial con dos puntos terminales fijados. Cuando se tienen miembros de magnitud muy desproporcionada ó cuando existen desplazamientos en los puntos terminales del sistema provocados por la expansión térmica, no es aconsejable el utilizar este método.

Los resultados obtenidos con este método normalmente son conservadores y estarán por tanto del lado seguro.

El momento terminal calculado con este método no es más que una aproximación cruda de las reacciones presentes sobre los soportes. En los casos en los que los momentos y sus reacciones gobiernen el cálculo, el método del "cantilever guiado" se utilizará meramente como una aproximación.

- Método General Analítico simplificado para sistemas con esquinas a 90°

Este método, que es una versión del método General analítico para calcular esfuerzos, momentos y reacciones en sistemas de tubería, es aplicable a configuraciones de tubería en un sólo plano ó espaciales, sujetas a expansión térmica y/o movimientos externos bajo las siguientes condiciones.

- 1.- Dos terminales completamente fijas
- 2.- Sin restricciones intermedias
- 3.- Sin ramales *
- 4.- Únicamente tramos rectos
- 5.- Todas las derivaciones deberán ser ortogonales (ó sea tener esquinas a 90°)

Dentro de estas limitaciones, este método, que se explica detalladamente en el libro "Design of Piping Systems" de the M.W. Kellogg Co., es bastante exacto.

Para la aplicación de este método será de primordial importancia, el definir claramente las convenciones que habrán de tomarse en cuenta para todo el cálculo, ya que la manipulación aritmética es generalmente muy extensa y es sencillo el cometer errores con signos, cambio de ejes coordenados, etc.

En este método la línea de tubería estará dividida en ramales individuales rectos llamados miembros. Si un tramo recto de tubería contiene un cambio en rigidez intermedio, tal como una reducción de tamaño, deberá ser tratado como si se tuvieran dos miembros.

* El efecto de los ramales sobre el sistema principal de la tubería se considera nulo cuando su tamaño es menor al 50% del tamaño del ramal principal. En cualquier caso la flexibilidad propia necesaria, del ramal, no deberá ser descuidada.

3.4.2. Procedimientos Generales:

- El Método General Analítico:

Este método se basa en la determinación de ecuaciones de equilibrio para calcular reacciones resultantes, que permitan proveer de soluciones adecuadas en ciertos puntos críticos de la tubería.

Se basa en la introducción de ciertos coeficientes denominados "coeficientes de forma" aplicables cada uno de ellos a conformaciones distintas de tubería. La deducción para la obtención de estos coeficientes, es sumamente complicada y larga y se encuentra explicada en el Anexo de "Design of Piping Systems"

Este método como su nombre lo indica es de aplicación general, ya que se tienen determinados "coeficientes de forma" para las estructuras más disímiles.

Como ya se mencionó anteriormente, se deberá tener gran cuidado en las convenciones tomadas previamente al cálculo. En la referencia tomada para este apunte se sugieren las siguientes:

- los ejes "y" y "x" estarán sobre el plano del papel el "z" es en dirección perpendicular de este plano
- los signos de desplazamiento angulares (rotación y momentos), serán positivos en dirección contraria al movimiento de las manecillas del reloj
- el origen del eje de coordenadas podrá fijarse en cualquier lugar, dentro ó fuera del sistema. Se escogerá de preferencia aquel punto que más facilite el cálculo (sobre el eje centroidal de una tubería, etc)

El primer paso del trabajo de cálculo, consiste en recopilar los datos y plantear el problema, de modo que las propiedades físicas y geométricas de la tubería sean expresadas en forma numérica. El Cálculo de acuerdo con este sistema, en forma general incluye:

- a. Cálculo de los "coeficientes de forma" para cada miembro
- b. Suma de estos
- c. Solución de un sistema de ecuaciones simultaneas lineales en las cuales la suma de los "coeficientes de forma" determinará los coeficientes de las fuerzas y momentos por calcular, mientras que los desplazamientos terminales, constantes elásticas y momentos de inercia, se dan en los términos constantes.
- c. Transfereencia de momentos a varios lugares. (los momentos calculados estarán dados en función del origen) por tanto será necesario el aplicar transformaciones adecuadas para obtener los efectos en los puntos terminales y otras localizaciones deseadas.
- e. Cálculo de esfuerzos en puntos importantes
- f. Ajuste de fuerzas y momentos para obtener los efectos estimados iniciales y finales sobre equipo, etc. tomando en cuenta la instalación o tensionado en frío.
- g. Cálculo de deflexiones en puntos críticos.

La tercera etapa del cálculo comprenderá la evaluación de los resultados, comparándolos con esfuerzos permisibles y analizando efectos locales y terminales, etc.

Siempre valdrá la pena checar los resultados de este método con procedimientos simplificados o con pruebas sobre modelos, ya que la facilidad de equivocarse con el cálculo manual es apreciable.

Además de su aplicación a sistemas con esquinas a 90° este método provee soluciones a sistemas con las siguientes cualidades, entre otros:

- para miembros inclinados y cambios en rigidez
- miembros circulares
- líneas de tubería multiplanares con dos terminales fijas, uniones articuladas y terminales parcialmente restringidas
- miembros oblicuos o sesgados
- sistemas con ramales
- sistemas con restricciones intermedias
- sistemas con más de dos puntos fijos
- sistemas sujetos a efectos de viento, cargas concentradas, instalación fría, carga uniforme, etc.

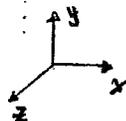
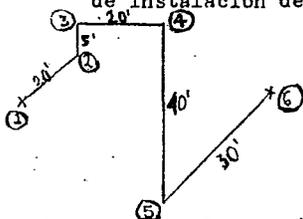
Dada toda esta gran variedad de posibilidades y lo extenso que resultaría exponerlos, baste decir que para ciertas condiciones específicas, el libro "Design of Piping Systems" tiene formas de cálculo estandarizadas, en el cual ya se podrá ver al detalle la manera de abordar un problema particular.

3.4.3. Métodos de experimentación sobre modelos:

Dada la complejidad en ocasiones, del análisis de flexibilidad en ciertos sistemas de tuberías, estos métodos encuentran una aplicación muy basta. Su utilización puede en mucho simplificar los problemas. Muchos de los fabricantes de juntas de expansión recomiendan su utilización.

3.4.4. Problema Ilustrativo. Método del "Cantilever guiado"

Determinar los esfuerzos y momentos que se tienen en una tubería de acero al carbón ced. 40 de 12 pulgadas de diámetro, cuya configuración se muestra en el esquema adjunto, y que transporta aceite a 900°F. La temperatura de instalación de la tubería fué de 70°F.



Especificaciones de la tubería:

Diam. Nominal = 12"
Espesor = 0.375
Módulo de sección (Z) = 43.8 pulg.³
Expansión lineal a 70°F (T_i) = 0.514 pulg./100ft
Exp. lineal a 900 F = 8.340 Pulg/100ft
Exp. lineal = 8.340 - 0.514 = 7.826 pulg/100ft = 0.07826 pulg/ft

$$\begin{aligned} \Delta x &= 20' \times 0.07826 = 1.57'' \\ \Delta y &= 35' \times 0.07826 = 2.74'' \\ \Delta z &= 50' \times 0.07826 = 3.91'' \end{aligned}$$

Esfuerzo permisible $S_a = 21625$ psi (según código ASA B31.1)

$$\sqrt{S_a} = 147.06$$

Utilizando el método del "cantilever guiado"

Miembro	Eje	L	L^3	$\delta x = \frac{\Delta x L^3}{\sum L^3 - L_x^3}$	$\delta y = \frac{\Delta y L^3}{\sum L^3 - L_y^3}$	$\delta z = \frac{\Delta z L^3}{\sum L^3 - L_z^3}$	$\frac{\sqrt{S_a}}{10^3}$	δ^* (cc. 2)
1-2	z	20'	8000	0.126400	0.5096	-	2.94	1.12
2-3	y	5'	125	0.001935	-	0.0070	0.74	0.08
3-4	x	20'	8000	-	0.5096	0.4336	2.94	1.12
4-5	y	40'	64000	1.011200	-	3.4688	5.88	4.50
5-6	z	30'	27000	0.426600	1.7199	-	4.41	2.50

$$\begin{aligned} \sum L^3 - L_x^3 &= 20^3 + 5^3 + 40^3 + 30^3 = 49125 \\ \sum L^3 - L_y^3 &= 20^3 + 20^3 + 30^3 = 43000 \\ \sum L^3 - L_z^3 &= 5^3 + 20^3 + 40^3 = 72125 \end{aligned}$$

* Como δ es en todos los casos mayor de δ_x , δ_y y δ_z , cada uno de los miembros considerados posee la suficiente flexibilidad como para no introducir esfuerzos por encima de los críticos.

Ahora determinaremos los esfuerzos y los momentos que se tienen en puntos terminales:

Punto	(ver Caso Gráfica ⁽¹⁴⁾ del Kellogg)	L/LA	F (de gráfica C-14 Kellogg)	FS	$S_E = \frac{S_a \delta_m}{F_s}$	$M_b = \frac{S_E Z}{(f-1.6)}$
1	1	4	1.21	1.36	8103	29576
6	1	0.75	1.6	4.00	9298	33938

3.5. Caso práctico cuando el sistema considerado no provee la suficiente flexibilidad natural. Loops, cálculo.

Una vez habiendo calculado la cantidad y calidad de los movimientos que el sistema deberá absorber y determinado que no se tiene la flexibilidad natural suficiente para no provocar rompimientos, etc, se planteará:

- 1) ó colocar más anclajes
- 2) ó introducir desviaciones de tubería que provean de flexibilidad natural (loops)
- 3) ó introducir juntas de expansión

1) Este caso dependerá exclusivamente de la disponibilidad de los gares para colocar los anclajes y del costo de los mismos, comparado con las demás soluciones alternativas.

2) Aplicación de "loops" (cálculo)

Una solución alternativa para aliviar los problemas se expansión de la tubería, es la aplicación de "loops" (desviaciones de tubería), los cuales con su flexibilidad inherente, alivian los esfuerzos no permisibles sobre los anclajes. Se utilizan "lops" en "U", rectangulares y de distintas formas curvas.

Entre las soluciones gráficas ya mencionadas anteriormente, se tienen muchas gráficas y tablas en la literatura (p.ej. en las págs. 4-90 a 4-100 del "Piping Handbook" de S. Crocker) para determinar las dimensiones de "loops" y de la tubería adicional adyacente que se les debe acoplar para producir un alivio de esfuerzos sobre los anclajes.

El cálculo de los loops, y por tanto las soluciones gráficas antes mencionadas, se basan en la composición de los esfuerzos provocados por la forma de los loops. Por ello, en las fórmulas que se utilizan para calcular los esfuerzos que provocan los loops, se introducen ciertos factores que relacionan el efecto de los codos cuando se les aplican ciertos esfuerzos. Entre ellos se tienen: la "característica de flexibilidad "h", el factor de intensificación de esfuerzos "i" y el factor de flexibilidad "n", ó el recíproco de "n" que es el factor "K". Para codos de 90° estos factores se pueden calcular con las siguientes relaciones:

$$\begin{array}{ll} h = tR/r^2 & \text{dónde: } h = \text{característica de flexibilidad} \\ n = 1.65/h & t = \text{espesor de la tubería} \\ i = 0.9/h^{2/3} & R = \text{radio del codo(en relación al} \\ \text{(para movimientos en un plano)} & \text{centro de la tubería)} \\ i = 0.75/h^{2/3} & r = \text{radio medio de la tubería} \\ \text{(para movimientos fuera del plano)} & n = \text{factor de flexibilidad} \\ & i = \text{factor de intensificación de} \\ & \text{esfuerzos} \\ K = 1/n & \end{array}$$

La forma en que influyen estos factores se muestra en las fórmulas incluídas en las gráficas de la pág 4-99 del "Piping Handbook" de Sabin Crocker.

Las dimensiones del loop, cuando este es curvo, se recomienda normalmente guarden relación con el diámetro de la tubería. P.ej. para loops en U, la relación del radio del "loop" al diámetro de la tubería debe fluctuar entre 6,8 y 10 para tubería de 14" ómenos y entre 5, 6 y 7 para tubería de diámetro mayor; en el caso de loops de "offset doble", esta relación fluctúa entre 5, 6 y 7 .

Cuando se tienen loops rectangulares, normalmente se busca la relación entre la altura "H" y la anchura "W", siendo normalmente recomendable que "H" sea dos veces mayor que "W".

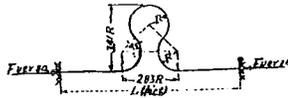
En caso de que un solo loop, de las dimensiones recomendadas, no sea capaz de proporcionar la flexibilidad natural suficiente a la línea, se pueden colocar más loops en línea hasta que el nivel de esfuerzos sobre los anclajes sea relevado convenientemente; en este caso sólo será necesario colocar guías a cada distancia "L" entre loop y loop (ver ilustración del problema siguiente).

Problema.-

Si se tienen 5000 pies de tubería de 16" de diámetro exterior, cécula 40. Mismos que conducen vapor a 225 psig y 400°F. Encontrar las dimensiones y No. de loops necesarios para no introducir un esfuerzo mayor de 16 000 psi a los anclajes. La temperatura de instalación de la tubería fué de 60°F.

Resolución:

Si utilizamos un loop de la forma:



y asumimos una relación $R/d_n = 6$

donde

R = Radio medio del loop (en pulgadas)
 d_n = diámetro nominal de la tubería

$$R = 6 \times 16 = 96''$$

y leyendo en la tabla de las págs 4-94 y 4-95 del "Design of Piping Systems" de S. Crocker, para un $d_n = 16''$, y una relación $R/d_n = 6$ y 400 F :

$$L = 322 \text{ pies}$$

Pero como la tabla está dada para un esfuerzo permisible de 12 000 psi, y se tiene uno de 16 000 :

$$L = 322 \times 16\ 000/12\ 000 = 429 \text{ pies}$$

Por tanto se requerirán:

$5\ 000/429 = 12$ loops de expansión de $R = 96''$, y cada 429 pies se deberán colocar guías.

3.6. 3 Cálculo de esfuerzos sobre anclajes cuando se utilizan juntas de expansión

Los anclajes deben estar diseñados para soportar todos los esfuerzos y momentos que les son impuestos y se clasifican en:

1. Principales: Aquellos que soportan la totalidad del esfuerzo a que se le somete, incluyendo la presión de la línea.
2. Intermedios: No soportan directamente la fuerza de la presión del fluido transportado.

Independientemente que se tengan juntas de expansión ó no, será necesario colocar anclajes en los sistemas de tubería. En ocasiones se utilizarán anclajes deslizantes, que permitirán movimiento limitado en una dirección y absorberán las fuerzas y momentos que le son aplicados de cualquier otra dirección.

Los anclajes limitan la longitud de cada segmento de un sistema de tuberías, los cambios térmicos y mecánicos en cada segmento, y, cuando se utiliza una junta de expansión, establecen los límites de movimiento que cada junta de expansión deberá absorber.

Quando se instala un anclaje en un cambio de dirección, además de las fuerzas normales que actúan sobre este habrá de considerarse la fuerza centrífuga debida al cambio de dirección del medio de flujo. Algunas aplicaciones específicas requerirán asimismo, el tomar en cuenta el peso de la tubería y accesorios adicionales, el del fluido, fuerzas de viento etc.

La Fig. 18 muestra ejemplos típicos de arreglos de tubería - donde se involucran extensión y compresión axial.

Como regla general, la fuerza total impuesta sobre cualquier anclaje, es igual a la suma vectorial de todas las fuerzas que actúan sobre el.

En todas las aplicaciones que involucran extensión axial y/o compresión solamente, asumiendo que el peso de la tubería está totalmente soportado; el esfuerzo que actúa sobre un anclaje principal (AP) esta dada por la suma vectorial de:

$$F = F_p + F_g + F_e + F_f + F_p$$

- donde:
- F = Resultante de las fuerzas que actúan sobre el anclaje
 - F_p = Esfuerzo debido a la presión (= presión x área de la junta de expansión que se le opone)
 - F_g = Esfuerzo debido a la fricción con las guías
 - F_e = Esfuerzo necesario para mover la junta de expansión
 - F_f = Fuerza de fricción lineal debido al flujo del fluido
 - F_p = Esfuerzo introducido por la acción del fluido sobre los cambios de dirección de la tubería (codos y desviaciones)

F_p , F_g y F_e dependen de las características de construcción de la junta y guías introducidas por el fabricante, y normalmente se podrán calcular con datos dados por el mismo.

Fuerza de fricción lineal (F_f): Se puede calcular mediante la ec. de Fanning de flujo de fluidos, en muchos casos se le desprecia.

$$F_f = \frac{4f v^2 L}{2gc D}$$

donde: f = factor de Fanning
 v = velocidad del fluido (ft/seg)
 L = longitud equivalente (ft)
 D = Diámetro interno
 $gc = 32.17 \frac{\text{lb ft}}{\text{lb seg}^2}$

" f " es función del No. de Reynolds y de la rugosidad específica (K/D)

Fuerzas debidas a la acción de la presión y del impacto de la velocidad del fluido sobre las paredes de una desviación (F_r):

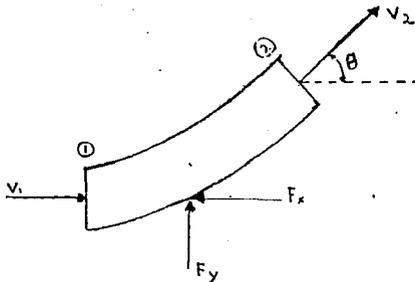
La fuerza debida a la presión (F_s) estará dada por:

$$F_s = P \times A \quad \text{donde: } P = \text{Presión (lb/ft}^2\text{)} \\ A = \text{Area (ft}^2\text{)}$$

y la fuerza debida a la cantidad de movimiento (F_c) que posee el fluido estará dada por:

$$F_c = \frac{Wv}{gc} = \frac{\rho qv}{gc} = \frac{\rho Av^2}{gc} = \frac{\rho q^2}{A gc} \quad \text{donde: } F = \text{Fuerza que actua sobre el fluido (lb fuerza)} \\ w = \text{Gasto en masa} \\ v = \text{velocidad (ft/seg)} \\ \rho = \text{densidad del fluido (lb/ft}^3\text{)} \\ q = \text{gasto volumétrico (ft}^3\text{/seg)} \\ gc = 32.17 \frac{\text{lb ft}}{\text{lb seg}^2} \\ A = \text{Area (ft}^2\text{)}$$

Si se tiene un codo como el de la figura:



donde F_y y F_x son las reacciones que debe ejercer el codo para - contrarrestar los esfuerzos provocados por la presión y el impacto del fluido sobre el codo.

Mediante un balance de fuerzas, tenemos que las fuerzas " F_x " y " F_y " estarán dadas por:

$$F_x = p_1 A_1 - p_2 A_2 \cos \theta + \frac{\rho g}{g_c} (V_1 - V_2 \cos \theta)$$

$$\text{y } F_y = \left(p_2 A_2 + \frac{\rho g V_2}{g_c} \right) \text{Sen } \theta$$

si suponemos que: $p_1 = p_2$
 $A_1 = A_2$
 y $V_1 = V_2$

lo cual es aproximadamente cierto si se toma una porción pequeña del codo, éstas fórmulas quedan como sigue:

$$F_x = \left(p A + \frac{\rho g V}{g_c} \right) (1 - \cos \theta)$$

$$F_y = \left(p A + \frac{\rho g V}{g_c} \right) \text{sen } \theta$$

y que la resultante de F_x y F_y esta dada por:

$$\begin{aligned} F^2 &= F_x^2 + F_y^2 \\ &= \left(p A + \frac{\rho g V}{g_c} \right)^2 \left[(1 - \cos \theta)^2 + \text{sen}^2 \theta \right] \\ &= \left(p A + \frac{\rho g V}{g_c} \right)^2 \left[1 - 2 \cos \theta + \cos^2 \theta + \text{sen}^2 \theta \right] \end{aligned}$$

como $\cos^2 \theta + \text{sen}^2 \theta = 1$

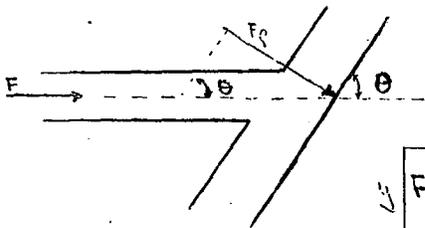
$$= \left(p A + \frac{\rho g V}{g_c} \right)^2 \left[2(1 - \cos \theta) \right]$$

$$\therefore F = \left(p A + \frac{\rho g V}{g_c} \right) \sqrt{2(1 - \cos \theta)}$$

como $\text{sen } \frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{1 - \cos \theta}{2}}$

$$\therefore F_p = \left(p A + \frac{\rho g V}{g_c} \right) 2 \text{sen } \frac{\theta}{2}$$

En el caso de impacto sobre una placa:



$$\text{sen } \theta = \frac{F_p}{F}$$

de donde $F_p = F \text{sen } \theta$

$$\therefore F_p = \left(p A + \frac{\rho g V}{g_c} \right) \text{sen } \theta$$

3.6.1. Esfuerzos sobre anclajes principales:

En cada anclaje principal localizado en el cruce de varios ramales de tubería; la fuerza total aplicada sobre él, será igual a la suma vectorial de todas las fuerzas, $F_1 + F_2 \dots$ procedentes de cada segmento de tubería que incide sobre el anclaje principal más la fuerza debida al cambio de dirección de la tubería, por lo tanto:

$$\vec{F}_t = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 \dots + \vec{F}_e$$

y utilizando la ley de los cosenos para la suma vectorial:

$$= \sqrt{(F_1)^2 + (F_2)^2 - 2(F_1)(F_2) \cos \phi} + F_e$$

ver Fig. 18

3.6.2. Esfuerzos en una reducción diámetro de la tubería:

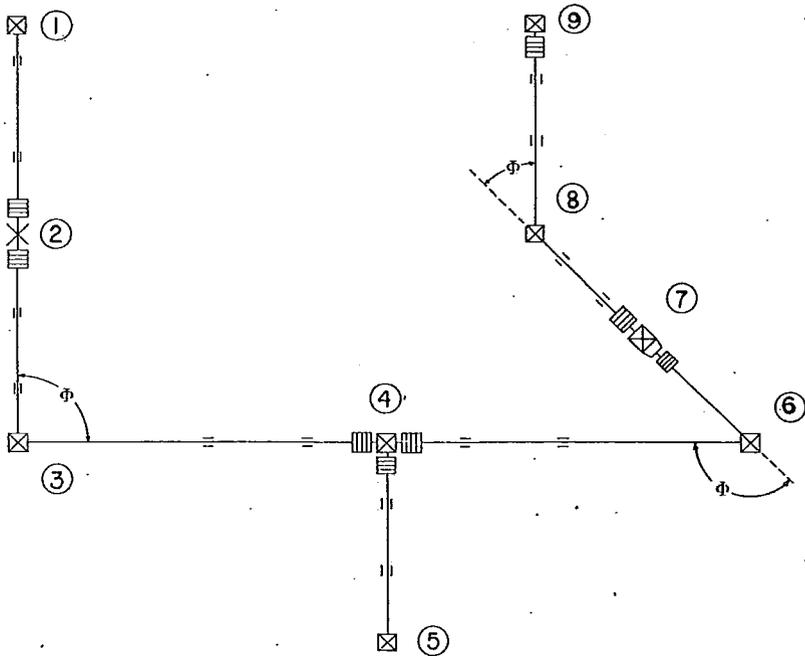
En este caso la fuerza total sobre el anclaje intermedio instalado en el lugar de la reducción es igual a la diferencia entre la fuerza de la línea de mayor diámetro y la de menor diámetro, y se aplica en dirección de la fuerza de la línea de menor diámetro:

$$F_t = (F_p + F_g + F_e + F_f) - (F_p + F_g + F_e + F_f)$$

de la línea de mayor diámetro de la línea de menor diámetro

En cualquier aplicación que involucra una junta de expansión doble con una base, o dos juntas de expansión simples con un anclaje intermedio, estos soportes se consideran como anclajes intermedios y las fuerzas impuestas sobre estos anclajes intermedios teóricamente serán cero. Como seguridad estos anclajes se diseñarán para soportar $F_g + F_e + F_f$.

Fig. 18 Instalaciones típicas para resolver movimiento axial con juntas de fuelle. Esfuerzos provocados sobre los anclajes.



ESFUERZOS SOBRE LOS ANCLAJES

ANCLAJE No.

- | | |
|---------|-------------------------------------------------------------------------------|
| 1, 5, 9 | $F = F_c + F_x + F_p$ |
| 3, 6, 8 | $F = (F_c + F_x + F_p + F_c + F_x + F_p) \cdot [\sum \text{vectorial}] + F_p$ |
| 2, 7, | $F = (F_c + F_x + F_p) - (F_c + F_x + F_p)$ |
| 4 | $F = F_c + F_x + F_p + F_p$
(línea 5 a 4) |
| 4 | $F = (F_c + F_x + F_p) - (F_c + F_x + F_p)$
(línea 3 a 4) (línea 4 a 6) |

Sólo el anclaje 2 es un anclaje intermedio, los demás son anclajes principales.

3.6.3. Juntas de casquillo, esfuerzos:

Las fórmulas expuestas en los párrafos anteriores se aplican también para el cálculo del esfuerzo sobre los anclajes cuando se tiene una junta de casquillo. La diferencia estriba, en que estas juntas sólo sirven para acomodar movimientos axial, por lo que F_g no se deberá incluir.

La tabla expuesta más abajo proporciona una idea de las magnitudes de los esfuerzos causados por estas juntas.

Tabla. Esfuerzos finales sobre los anclajes para un caso típico de juntas de casquillo.

Diam. de tubería (pulg.)	Esfuerzo de fricción (lbs.)		Area expuesta de la junta. (a la presión)	Esfuerzo de bido a la presión (para los anclajes)	Esfuerzo total sobre
	de la junta (F_1)	de las guías (por 100') (F_2)			
2	150	54	4.4	880	1 084
2 1/2	190	85	6.5	1 300	1 575
3	230	111	9.6	1 920	2 261
4	370	156	15.9	3 180	3 706
5	460	213	24.3	4 860	5 533
6	550	275	34.5	6 900	7 725
8	960	402	58.4	11 680	13 642
10	1200	573	90.8	18 160	19 933
12	1600	696	127.7	25 540	27 836
14	1750	763	153.9	30 780	33 293
16	2000	887	201.1	40 220	43 107
18	2700	1000	254.5	50 900	54 600
20	3000	1120	314.2	62 840	66 960
24	4000	1420	454.4	90 480	95 900

3.6.4. Juntas de eslabón giratorio, fuerzas y momentos:

Las fuerzas y momentos introducidos por el uso de estas juntas normalmente son despreciables, ya que no se usan para grandes diámetros ni condiciones de trabajo severas.

Los fabricantes normalmente proporcionan tablas de:

- presión de trabajo vs torque
- caída de presión vs gasto

y con estos datos será posible dependiendo de la localización de las juntas el calcular los esfuerzos y momentos introducidos.

3.6.5. Cómo absorben las juntas de bola los movimientos:

Como ya se mencionó, una forma muy usual de absorber expansiones y contracciones en tubería, es mediante la absorción de movimientos en forma lateral, con juntas de bola en configuración "off-set".

Esta configuración se instala, de acuerdo con la cantidad de movimiento que se desee absorber bajo alguna de las opciones siguientes.

- 1) Con "posición fría" (ver Fig. 19.a)
- 2) Sin posición fría (ver Fig. 19.b)
- 3) Con una junta de bola adicional para absorber las variaciones en distancia perpendicular entre ambas tuberías unidas, provocadas por el giro de las dos juntas en "off-set". (ver Fig. 19.c)

1) Es la forma de instalación mas usual. La "posición fría" es aquella que corresponde a la contracción debida a la temperatura que se estima como más baja a la que estará sometido el sistema. La posición caliente corresponderá a la de la temperatura más alta estimada. La distancia "E", responderá por tanto a la máxima diferencia de cambios de magnitud en las tuberías, del tramo de éstas que se están considerando.

La distancia "E", que es posible acomodar está dada por la ex presión:

$$E = 2L \text{ sen } \Theta$$

de donde

$$L = \frac{E}{2 \text{ sen } \Theta}$$

L = distancia entre centros de las dos juntas de bola
 Θ = angulo con respecto a la posición media - entre la fría y la caliente

Mediante estas fórmulas es posible el calcular la distancia "L" que es necesario tener, para obtener una capacidad de movimiento "E" (definida por el sistema) y disponiendo de una junta capaz de proporcionar un giro angular de hasta $2(\Theta \text{ máx})$.

Para determinar la distancia "Y" entre ambas tuberías, (ver Fig. 19 -d) deberán adicionarse a la distancia "L", la correspondiente a los 2 codos mas "P" mas "C", que son las necesarias para unir las juntas a los codos.

por lo tanto: $Y = L + 2 \text{ codos} + B + C$

Se deberá tomar muy en cuenta cuando se instala esta configuración, la modificación "D" en distancia perpendicular "Y" entre ambas tuberías provocada por el giro restringido de la configuración off-set; y la deflexión que esto causa sobre las tuberías involucradas. Una deflexión "D" de hasta 0.25 pulgadas no causa por lo general ningún problema, ya que puede ser fácilmente absorbida por la flexibilidad natural de una tubería no restringida de dimensiones razonables, sin causar esfuerzos - considerables sobre el sistema.

Para determinar el valor de "D" se puede usar cualquiera de las dos fórmulas siguientes:

$$D = L - 1/2 \sqrt{4L^2 - E^2}$$

$$D = L (1 - \cos \Theta)$$

y para determinar la longitud de tubería necesaria "X" (ver Fig. 19 e) para absorber por propia flexibilidad las desviaciones "D", se puede utilizar la siguiente fórmula (para tubería cédula 40)

$$X = \sqrt{\frac{D \cdot 10^6 \cdot d}{1.68}}$$

donde: S = Fatiga permisible del material (se recomienda utilizar - 10,000 psi, lo cual ya da un margen de seguridad para tubería de acero)
d = diámetro exterior de la tubería en pulgadas
D = deflexión en pulgadas
X = dimensión mínima de la tubería (en pies) para absorber por flexibilidad inherente. Esta dimensión se mide desde el codo hasta la primera restricción rígida (ver fig. 19-c)

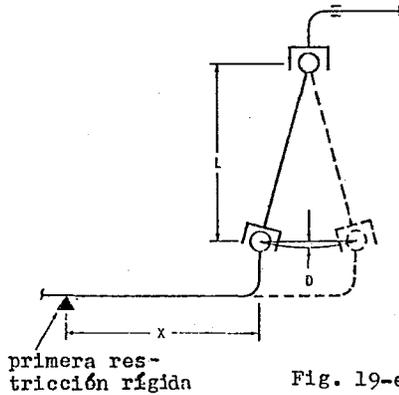
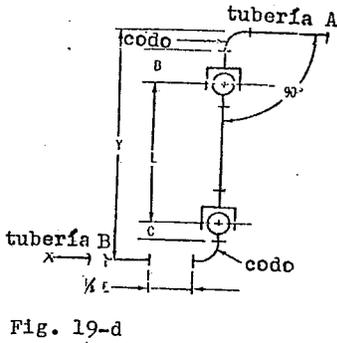
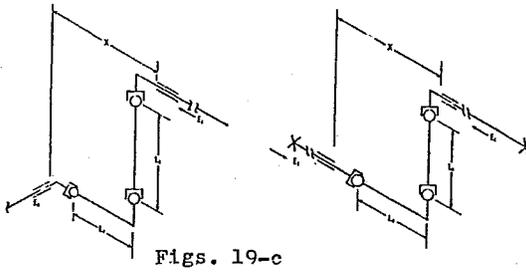
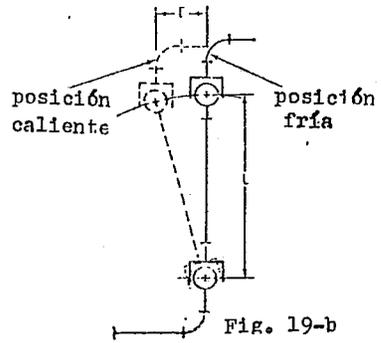
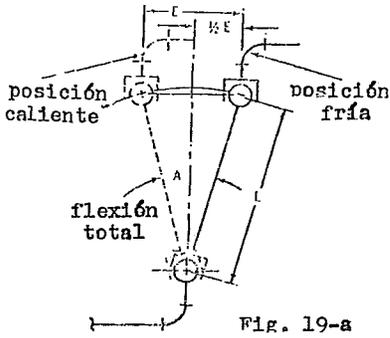


Fig. 19 Arreglos con juntas de bola.

2) En el caso de instalación normal, sin posición fría, las fórmulas anteriores se modifican como sigue:

$$E = L \sin \theta \quad \text{de donde} \quad L = \frac{E}{\sin \theta}$$

$$y \quad D = L - \sqrt{L^2 - E^2}$$

$$o \quad D = L (1 - \cos \theta)$$

en este caso el movimiento angular que debe soportar la junta de bola debe ser del doble para poder absorber una misma expansión "E" de uno de los extremos de tubería unidos en offset.

3) Cuando la deflexión "D" es demasiado grande para que pueda ser absorbida por la flexibilidad inherente de la tubería no restringida, ó introduce un momento demasiado fuerte sobre el equipo conectado, y el espacio disponible, no permite incrementar las dimensiones de la tubería, será el caso para considerar una tercera junta de expansión de bola que absorba estos cambios de dimensión.

Conocida "D" y determinada "X" se puede optar por cualquiera de las dos configuraciones de la fig. 19-c, en el caso que sea necesaria la introducción de la tercera junta de expansión, entonces habrá que determinar los valores mínimos de L_1 y L_2 :

$$\text{empíricamente tenemos que:} \quad L_1 \text{ min} = E_1 + \frac{E_2}{\sin \theta}$$

donde θ es el ángulo que se aplica sobre las juntas off-set con respecto a la perpendicular

$$L_2 \text{ min} = 1/2 L_1 \quad \text{para el caso que} \quad E_2 \leq 1/2 E_1$$

$$L_2 \text{ min} = L_1 \quad \text{Si} \quad E_1 \geq E_2 \geq 1/2 E_1$$

En ambos casos, L_1 y L_2 se deberán hacer lo más largas posibles dentro de los límites prácticos y del espacio disponible, de esta manera se minimizarán las fuerzas sobre los anclajes y los demás componentes debido al "torque" de las juntas de expansión de bola.

Se pueden usar guías para evitar esfuerzos indeseables en el sistema.

Fuerzas y momentos en juntas de bola:

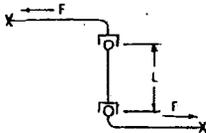
Para determinar los esfuerzos provocados sobre los anclajes, mediante el uso de juntas de bola en configuración "off-set" (ver fig.) se puede aplicar la fórmula siguiente:

$$F = \frac{2T}{L}$$

donde F = Fuerza sobre los anclajes (en lb-fuerza)

T = Torque de las juntas (en ft-lbs)

L = Distancia entre ambas juntas de expansión (ft.)



Los fabricantes normalmente proporcionan el dato del torque en función del diámetro de la tubería y de la presión del fluido transportado para cada tipo de junta a utilizar.

Para calcular el momento introducido por la junta sobre un punto arbitrario "b" (vease la fig. 20.1) que está rigidamente anclado y bajo la asunción de que se trata de un cuerpo libre (ver fig. 20.2), se deberá usar la siguiente fórmula:

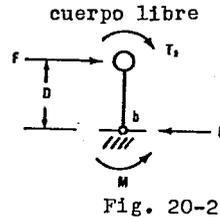
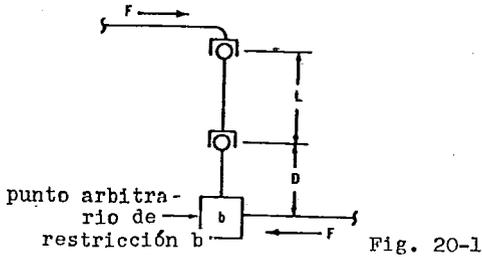
$$M_b = \frac{T}{L} (2D + L)$$

donde : M = Momento (en ft - lbs)

T = Torque para 1 junta (en ft - lbs)

L = Distancia entre centros de las juntas de bola (ft)

D = Distancia a la restricción (ft)



3.6.6. Cómo absorben las juntas de fuelle el movimiento:

La Fig. 21 - muestra una junta de expansión de fuelle simple absorbiendo únicamente movimiento axial. Nótese que el movimiento total aplicado "x" es absorbido mediante un desplazamiento uniforme de todas las corrugaciones; esta forma de absorber el movimiento se aplica para todos los tipos de junta de expansión de fuelle. De este modo, el desplazamiento por corrugación "ex" estará dado por:

$$ex = \frac{x}{n} \quad \text{para una junta de expansión simple}$$

$$y \quad ex = \frac{x}{2n} \quad \text{para una junta de expansión doble}$$

en donde; x = movimiento total de la junta
 N = No. de corrugaciones

"ex" será negativo para la compresión y positivo para la extensión.

La fig. 21-2 ilustra cómo una junta de expansión de fuelle absorbe rotación angular pura, extendiendo sus corrugaciones en la parte superior mientras las contrae en su parte inferior. De este modo el movimiento en cualquier corrugación, se podrá determinar usando la siguiente expresión:

$$e\theta = \frac{\theta D}{2N} \quad \text{donde} \quad \begin{array}{l} e\theta = \text{desplazamiento angular (cm)} \\ \theta = \text{Rotación angular total aplicada (radianes)} \end{array}$$

si se expresa θ en grados, la fórmula se modifica a:

$$e\theta = \frac{0.0087 \theta D}{N} \quad \begin{array}{l} D = \text{Diámetro de las corrugaciones (de cresta a cresta) de la junta de expansión (cm)} \\ N = \text{No. de corrugaciones} \end{array}$$

Como se ilustra en las figuras 21-3 y 22, la deflexión lateral de una junta de expansión de fuelle, es en realidad, un caso especial de rotación angular. Los dos fuelles de una junta de expansión doble, o las dos mitades del fuelle de la junta de expansión simple, rotan en direcciones opuestas para producir la deflexión lateral total "y". A diferencia del caso de rotación angular pura, la deflexión lateral provoca una distribución dispareja del movimiento sobre los fuelles; la cantidad de desplazamiento aumenta con la distancia del centro de la junta de expansión. Dado que para fines de cálculo es más importante el considerar el desplazamiento máximo por corrugación impuesto sobre cualquier corrugación de la junta de expansión, las ecuaciones siguientes representan este desplazamiento máximo:

$$ey = \frac{K D y}{2N(L-C+x/2)} \quad \text{para cuando el movimiento axial es extensión}$$

$$ey = \frac{K D y}{2N(L-C-x/2)} \quad \text{para cuando el movimiento axial es compresión}$$

- donde: ey = Desplazamiento máximo axial por corrugación resultante de una deflexión lateral "y" impuesta (pulgadas)
 D = Diámetro externo de las corrugaciones (pulgadas)
 y = Deflexión lateral total aplicada (pulgadas)
 N = Número de corrugaciones en un fuelle
 L = Distancia entre corrugaciones (ver Figs 21-3 y 22) (pulg.)
 C = Longitud total corrugada de un fuelle (No. de corrugaciones por distancia de centro a centro entre corrugación y corrugación (ver Fig. 22))
 x = Movimiento axial total aplicado

Para las juntas de expansión de doble fuelle se introduce la constante "K" la cual es función de la distancia "L" entre extremos exteriores de las juntas y la distancia "C" es la longitud corrugada de un fuelle de la junta de expansión. Esta constante "K" establece la relación entre el desplazamiento axial máximo por corrugación y la relación L/2 C, ver fig. 23

El aumento en dimensión del tramo de tubería central de una junta de expansión doble, podrá ser significativo dependiendo de su tamaño, y deberá tomarse en cuenta para el cálculo cuando lo sea. Consecuentemente los valores de "x" de las ecuaciones precedentes se deberán ajustar para incluir la componente axial de este aumento en dimensión. En lamayoría de los casos sin embargo, el tramo central de tubería rotará un pequeño ángulo, de modo que la componente lateral se podrá despreciar normalmente.

En la gráfica de la fig. 23 la junta de expansión simple representa un caso especial y tendrá siempre un valor de $K=1.5$ El desplazamiento máximo por corrugación debido a la aplicación de deflexión lateral en una junta de expansión simple, estará dado entonces por:

$$e_y = \frac{3 D y}{N (L^2 x)}$$

Una junta de expansión simple de una sola corrugación es altamente resistente al esfuerzo cortante y no deberá ser usada para absorber deflexión lateral.

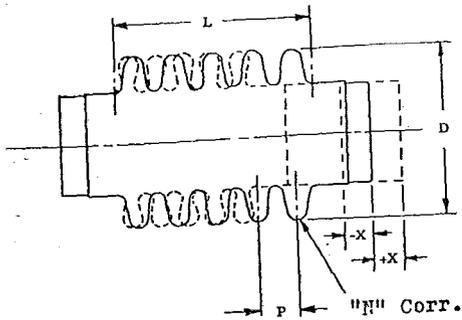


Figura 21 - 1
Movimiento axial

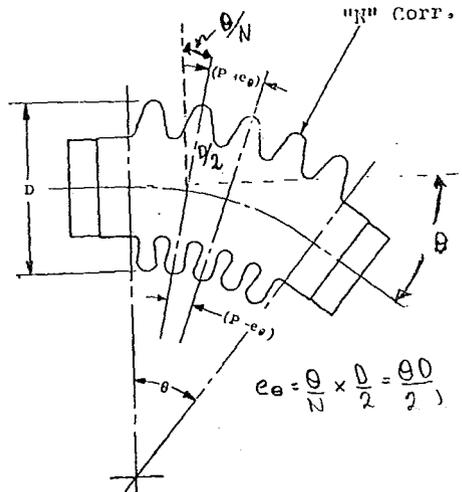


Figura 21 - 2
Movimiento angular

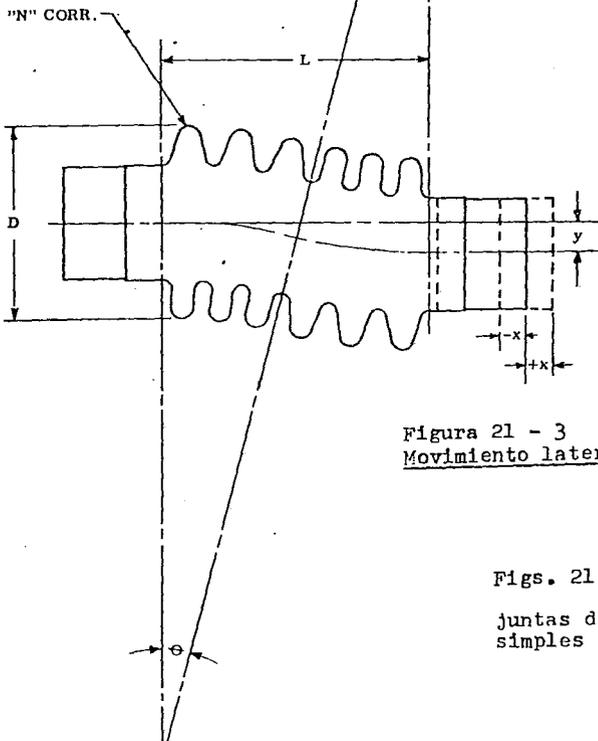


Figura 21 - 3
Movimiento lateral

Figs. 21 Figuras descriptivas de cómo absorben las juntas de expansión de fuelle simples el movimiento.

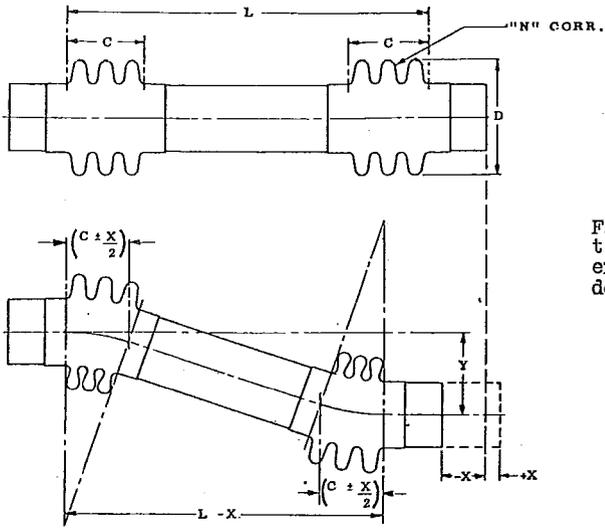
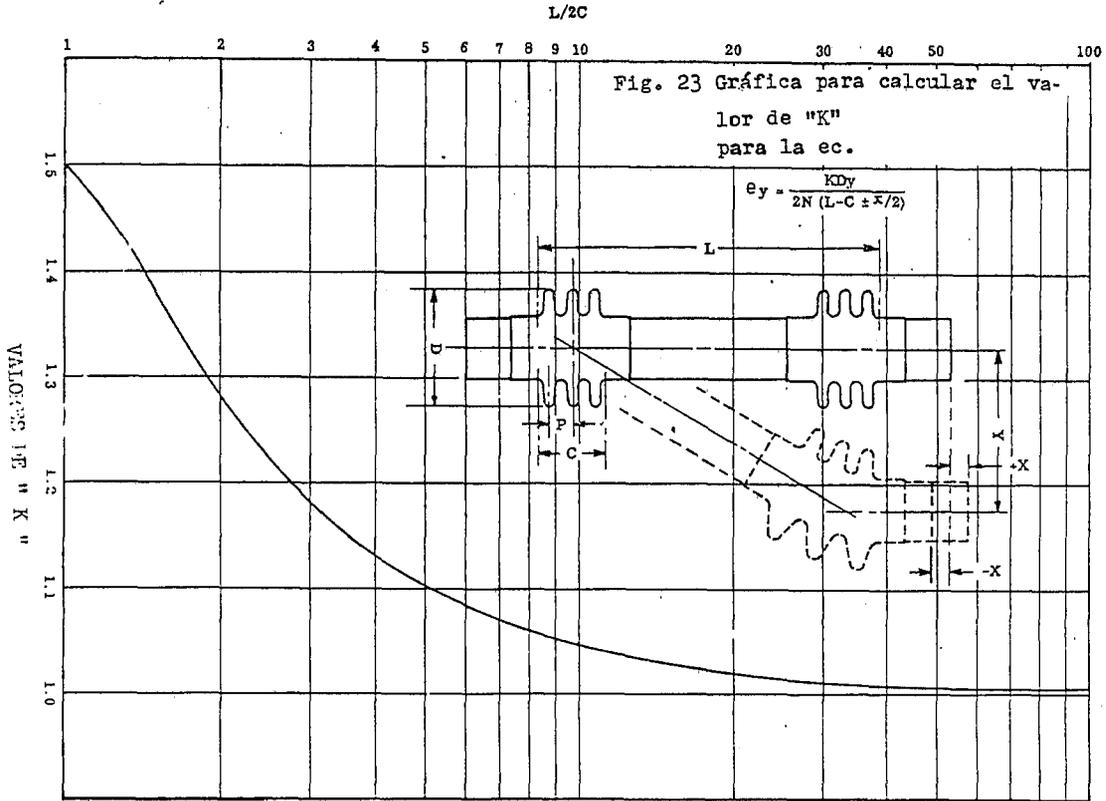


Fig. 22 Deflexión lateral en una junta de expansión de fuelle doble.



VALOR DE "K"

Movimiento permisible:

Todas las juntas de expansión de fuelle están clasificadas por los diversos fabricantes en términos de un desplazamiento máximo permisible por corrugación. Este dato es determinado empíricamente, de modo de permitir una vida cíclica satisfactoria de la junta de expansión. El diseño de cada junta de expansión deberá ser tal que la suma de los desplazamientos totales por corrugación no debráan exceder el valor:

$$e \text{ (prorratedo)} \cong ex + e\theta + ey$$

Las figuras 21-2, 21-3 y 22 muestran que cuando una junta de expansión es sujeta a rotación o deflexionada lateralmente, la configuración de los fuelles cambia apreciablemente. Bajo la acción de la presión del flujo, se provocan fuerzas no balanceadas por este motivo. Con objeto de prevenir contra estos efectos, los fabricantes, establecen normalmente como segundo límite la cantidad de rotación y/o deflexión lateral que se podrá imponer a la junta de expansión.

Fuerzas y momentos:

Para evaluar las cargas sobre la tubería, soportes ó equipo, es frecuentemente necesario el determinar las fuerzas y momentos requeridas para mover una junta de expansión. Para este fin, la mayoría de los fabricantes de juntas de expansión proporcionan en sus catálogos datos de fuerza empíricamente determinados para los diseños estándar ofrecidos. Estos datos estan expresados frecuentemente como la fuerza necesaria para mover una corrugación el movimiento axial equivalente establecido por el fabricante. Por conveniencia es deseable el dividir esta fuerza entre el movimiento axial unitario que puede absorber una corrugación, a fin de obtener el factor "f_r" de resistencia del fuelle (en pulgadas por pulgada de movimiento de una corrugación). Una vez determinado este factor, los momentos y - fuerzas requeridas para mover una junta de expansión de fuelle, podrán ser determinados como sigue:

$$F = f_r ex$$

$$M_y = \frac{f_r D}{4} ey \quad \text{(para deflexión lateral)}$$

$$M\theta = \frac{f_r D}{4} e\theta \quad \text{(para rotación angular)}$$

$$V = \frac{f_r D}{2L} ey$$

- donde
- F = Fuerza axial para mover una corrugación axialmente la distancia "ex"
 - M = Momento en las terminales de los miembros corrugados de una junta de expansión (pulgadas - libra)
 - V = Esfuerzo cortante (en libras) requerido para producir una deflexión lateral "y"
 - L = Distancia entre los extremos exteriores de la junta de expansión.

Estas ecuaciones son aplicables a cualquier tipo de junta de expansión de fuelle. Dado que cada ecuación incluye datos empíricos proporcionados por el fabricante, no es aconsejable el usar datos de un fabricante para aplicarlos a consideraciones de juntas de expansión fabricado por otro pues las características de diseño pueden ser muy diferentes.

Ecuaciones empíricas para la determinación de esfuerzos provocados por algunas juntas de fuelle con conformaciones del fuelle distintas

El rango de esfuerzos provocados por un fuelle simple, se puede calcular aproximadamente por las ecuaciones siguientes:

Para fuelles con corrugaciones tipo disco plano:

$$S_R = \frac{3 E t \Delta}{w^2 N d} + \frac{p w^2}{2 t^2}$$

Para fuelles en forma de "U" sin anillos igualadores:

$$S_R = \frac{1.5 E t \Delta}{h \cdot 0.5 w \cdot 1.5 N d} + \frac{p w^2}{2 t^2}$$

Para fuelles en forma de "U" con anillos igualadores:

$$S_R = \frac{1.5 E t \Delta}{w^2 N d} + \frac{p w}{t}$$

Para fuelles toroidales modificados, que tienen como eje menor de la elipse de 0.8 a 0.9w:

- donde: S_R = Rango de esfuerzo provocado por la expansión y la presión (psi)
 t = Espesor del fuelle por su parte más gruesa (pulgadas)
 Δ = Rango de movimiento total, extensión y compresión
 E = módulo de elasticidad a 70°F (psi)
 w = anchura del fuelle (pulgadas)
 h = pitch de una mitad de corrugación (pulgadas)
 Nd = Nr de discos activos del fuelle ó mitades de corrugación
 p = presión interna (psi)

determinación del rango de movimiento :

$$A = \frac{D \theta}{2}$$

para movimiento angular :
 D = Diámetro medio de los fuelles
 θ = rotación angular total, radianes

$$A = \frac{3 D h r}{L}$$

para movimiento lateral de juntas de fuelle simple basado en las corrugaciones que más afectadas resultan (las de los extremos)

hr = Desplazamiento total lateral de un extremo de la junta con respecto al otro
 L = longitud de los fuelles

$$A = \frac{3 D h r}{L + \ell(L/\ell + 1)}$$

para movimiento lateral de juntas de fuelle dobles separadas por una pieza que las interconecta.

L = longitud total de la junta de extremo a extremo de los fuelles incluyendo la pieza intermedia
 ℓ = longitud de la pieza intermedia

La fuerza en lbs necesaria para deflexionar los fuelles una magnitud Δ estará dada por las expresiones siguientes:

$$F = \frac{\pi E D t^3 \Delta}{w^3 N d}$$

para fuelles de disco plano

$$F = \frac{4 E D t^3 \Delta}{3 h^{0.5} w^{2.5} N d}$$

para fuelles en forma de U .

(válida para $w/3 \leq h \leq w$)

Utilizando las ecuaciones anteriores, se podrá determinar la vida esperada de una junta de expansión utilizando la ecuación siguiente:

$$V = \left(\frac{1\ 600\ 000}{S_R} \right)^{3.5}$$

N = Número de ciclos antes de la ruptura

S_R = Rango de esfuerzo calculado por las ecs anteriores

y la vida media esperada (V_m)

$$V_m = \left(\frac{800\ 000}{S_R} \right)^{3.5}$$

C A P I T U L O I V

INSTALACION, ARREGLOS TIPICOS Y CHEQUEO

4.1. Movimiento en sistemas de tubería:

Un sistema de tubería es una estructura irregular en el espacio, con dos ó más puntos terminales, y que puede estar restringida:

- totalmente contra cualquier movimiento o rotación (anclada)
- totalmente sólo contra movimientos (con articulaciones)
- parcialmente contra movimientos (con topes limitantes) y/o contra rotación (con guías) a lo largo de uno o más ejes.

También podrá tener restricciones en partes intermedias (soportes, guías, ramales, etc) que provocarán impedimento al movimiento translacional (sistema articulado) ó rotacional (sistema guiado).

Es importante considerar que no solo la tubería se mueve sino que también los anclajes y otros elementos restrictivos provocan a través del equipo ó estructura conectadas otros movimientos y/o rotaciones adicionales.

Los sistemas de tubería se pueden clasificar de acuerdo a la mecánica de alivio que proporcionan a los movimientos en:

- a) rígidos.- No tienen articulaciones, y la única posibilidad de aliviar esfuerzos debidos a expansiones ó contracciones mediante la deformación de la tubería ó ruptura de la misma. El efecto de los esfuerzos y reacciones en estos sistemas se puede suavizar:
- reduciendo el diámetro de la tubería lo cual aminoraría el efecto de las fuerzas en equipo terminal, mas no en la misma tubería.
 - colocando más de un diámetro de tubería para aumentar ó reducir la rigidez en determinados planos
 - colonando tubería corrugada en tramos sujetos a deformación
- b) semi rígidos.- Incluye a los sistemas que tienen un número limitado de juntas articuladas, de manera que los efectos de expansión se alivian parte por la flexibilidad intrínseca de la tubería, y parte por el movimiento de las articulaciones. Estos sistemas son útiles para minimizar momentos transmitidos a equipo terminal, y el nivel de esfuerzos general del sistema. El uso de estos sistemas esta limitado por la posibilidad de tener un sello adecuado en el lugar de la articulación, y por problemas prácticos del diseño de las articulaciones.
- c) no rígidos: Son aquellos sistemas capaces de transmitir cargas directas y cortantes pero no deflexión, de manera que en ningún punto del sistema existirán momentos debidos a efectos de la expansión excepto los debidos a la fricción, etc. de las articulaciones (se requieren de 3 articulaciones por cada plano) Estos sistemas son particularmente útiles para servicios de presión baja o moderada, en los que el "layout" proporciona localizaciones apropiadas para los puntos de articulación y así permitir la rotación requerida, evitándose el uso de las juntas de expansión más costosas.

d) De movimiento libre:- Son sistemas incapaces de transmitir cargas excepto a aquellas producidas por fricción ó resistencia de los elementos de las juntas de expansión. La carga longitudinal de presión del fluido transportado es transmitida usualmente por la tubería como una carga directa a anclajes externos o estructuras ó deberán ser soportadas por el equipo terminal. Si interviene algún codo, la tubería no solo transmitirá la carga debida al desbalanceo de presiones sino también el momento involucrado. La carga debida al desbalanceo de presiones se puede balancear con juntas de expansión que las compensen como se describirá posteriormente, lo cual es muchas veces de un costo muy elevado y provoca que con frecuencia muchas de las cargas producidas se dejen trabajar directamente - contra uniones o anclajes. Cuando para aliviar presiones en un sistema se involucra una o más juntas de expansión, se deberá tener también mucho cuidado en que la tubería que interviene cerca de esta este debidamente soportada y guiada a fin de evitarle daños a las juntas de expansión. También se puede lograr un sistema "de movimiento libre" mediante la instalación de mangueras metálicas de otros materiales lo cual estará limitado por variables como la presión y el tipo de fluido transportado corrosión, fatiga etc. Estos sistemas son útiles en tuberías de baja presión en conexiones cercanas a equipo rígidamente instalado ó para proteger el equipo de las reacciones de la expansión de tuberías cuando intervienen presiones mayores; su uso está limitado por el costo de los anclajes o las reacciones indeseables de la presión en el equipo conectado.

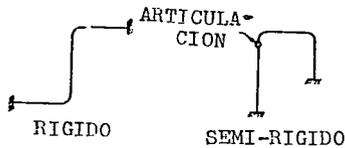


Fig. 24 Clasificación de sistemas de tubería.



4.2. Anclajes, guías y soportes:

Las juntas de expansión nunca actúan por sí solas, sino que son parte integrante de todo un sistema que permite en conjunto, acomodar los movimientos inherentes de la tubería. Los anclajes, guías y soportes sirven para este propósito también.

4.2.1. Anclajes

Los anclajes cuando están bien calculados, limitan la longitud de cada segmento del sistema de tubería, los cambios térmicos y mecánicos en cada segmento. Cuando se usa una junta de expansión establecen los límites del movimiento que se deberá absorber. Por tanto, los anclajes para propósitos de cálculo dividirán la línea de tubería en secciones individuales de expansión a considerar aisladamente.

Algunas piezas de equipo mayor como turbinas, bombas, compresores, cambiadores de calor, reactores, etc. funcionan normalmente como anclajes, por lo que su diseño deberá incluir las cargas provocadas por la tubería.

Los anclajes se pueden dividir de acuerdo a su función en:

- a) Anclajes principales (AF): son aquellos que están instalados en - cualquiera de los siguientes puntos de un sistema de tubería que contiene una ó más juntas de expansión.
 - en un lugar de cambio de dirección del flujo
 - entre dos juntas de expansión de diferente tamaño, instaladas en el mismo tramo recto
 - a la entrada de un ramal a la línea principal
 - donde hay válvulas reductoras o de cierre instaladas en tramos de tubería entre dos juntas de expansión
 - en un extremo ciego de la tubería

Los anclajes principales deben estar diseñados para resistir las fuerzas y momentos provodados por las secciones de tubería a las que estén unidos. En el caso de tramos de tubería que contienen una ó más juntas de expansión, se deberá tomar en cuenta el empuje debido a la presión y flujo la fuerza y/o los momentos requeridos para deflexionar la junta de expansión y las fuerzas de fricción. Anclajes direccionales, guías de alineamiento y soportes. Cuando el anclaje principal esté colocado en un codo habrá que tomar en cuenta también el empuje centrífugo debido al flujo en los codos. En otras aplicaciones será también necesario introducir el peso de la tubería, uniones, aislamientos, del fluido, así como otras fuerzas y momentos resultantes de la carga del viento, deformación de una o más secciones de tubería, etc.

b) Anclajes Direccionales (AD): Es un anclaje diseñado para absorber carga en una dirección pero permitiendo movimientos en la otra. Puede ser anclaje principal o intermedio, dependiendo del uso que se le dé. También puede funcionar como guía de alineamiento cuando se diseña para este propósito. Es importante que se diseñe de manera de minimizar la fricción entre sus partes en movimiento, esto hará que se reduzca la carga en la tubería y equipo y asegurará su funcionamiento correcto.

- c) Anclajes intermedios (AI): Son aquellos que dividen una línea de tubería en secciones de expansión individual, cada una de las cuales se hace flexible mediante el uso de una o más juntas de expansión.
Para su diseño habrá que considerar los mismos factores menciona-

dos para los anclajes principales, solo que estos anclajes no se instalan para aliviar el empuje debido a la presión. Esta fuerza es absorbida por otros anclajes, por aditamentos de las juntas de expansión tales como varillas de tensión, etc. o en el caso de la junta de expansión x), es balanceada por una fuerza de presión igual, - que actúa en dirección opuesta.

4.2.2. Guías.- x) de presión balanceada

Un alineamiento correcto de la tubería es de vital importancia para el buen funcionamiento de las juntas de expansión. Sólo se obtendrá un buen rendimiento de las juntas de expansión si estas van acompañadas - del número adecuado de guías, anclajes y soportes de acuerdo a un criterio de ingeniería sano.

- a) Guías de alineamiento.- Son casquillos unidos rígidamente a la - instalación y que permiten que la tubería se mueva libremente a lo largo de su eje. Existen aplicaciones que permiten una pequeña - cantidad de deflexión lateral y rotación angular.
- b) Guías planares de tubería.- Son guías de alineamiento modificadas para permitir un movimiento limitado y/o dobléz de la tubería en un plano. Solo se usa en los casos que involucran deflexión lateral ó rotación angular que resultan de configuraciones de tubería en forma de "L" ó "Z"

4.2.3. Soportes.-

Son piezas que permiten movimiento libre y soportan el peso - muerto de la tubería así como el del fluido que contiene. Existen en forma de anillos, de "U", de carrete, de resorte, etc. Generalmente además de anclajes y guías se requieren de estos mecanismos para complementar el - control del movimiento de las tuberías.

4.2.4. Espaciamiento entre guías:

- a) Cuando se tienen juntas de casquillo ó de fuelle:

Para determinar el espaciamiento entre guías para cuando se es tan utilizando juntas de fuelles ó de casquillo, se ha de utilizar una versión aproximada de la fórmula de Euler para pandeo en secciones continuas de una barra sujeta por ambos extremos que dice que:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{L^2} \quad (1)$$

donde P_{cr} = carga aplicada axialmente que producirá pandeo (kg)
 E = módulo de Young (Kg/cm^2)
 I = momento de inercia mínimo de la sección respecto a un eje que pasa por el centro de gravedad (eje neutro) (cm^4)
 L = longitud de la barra (cm)

por tanto la longitud máxima del tramo necesaria para que no exista pandeo estará dada por una relación del tipo

$$L = \frac{\pi}{h} \sqrt{EI/F} \quad (2)$$

sustituyendo "F" por P_{cr} de la ecuación (1) donde "F" es la carga de compresión máxima posible y "h" un factor de seguridad.

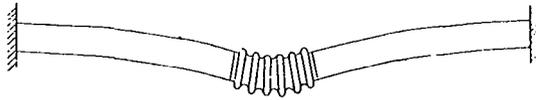


Fig. 25 Pandeo lateral de una junta de expansión sin las guías necesarias.

Para juntas de fuelle, la primera guía debrá localizarse a una distancia de 4 diámetros de tubería de la junta de expansión y la segunda a 14 diámetros de tubería de la primera guía, para guías subsecuentes, se podrá consultar la gráfica de la pág 18 del "Standards of the Exp. Joint Manufacturers Ass."

Para juntas de casquillo también se podrá consultar esta gráfica.

Las juntas de fuelles toroidales son un caso especial dentro de sus requerimientos de guías En este caso específico, se recomienda:

- colocar la primera guía a 6 pies ó menos de cada lado de las juntas de expansión
- las guías subsecuentes se instalarán acordes con la siguiente tabla

Diámetro de tubería (pulgadas)	Distancia entre guías (ft)
2 a 3 ¹ / ₂	18
4 a 10	26
12 ó mas	35

b) Cuando se tienen juntas de bola

La necesidad de guías utilizando el método off-set, es menor que con muchos otros sistemas de expansión.

El uso de guías intermedias para juntas de bola en off-set, generalmente es innecesario; excepto cuando la fuerza total para mover la tubería sobre los soportes, mas la fuerza para mover el sistema "off-set" de juntas de expansión, es tal que puede causar pandeo peligroso en la pared media de la tubería. En este caso el uso de guías intermedias es adecuado; también es posible eliminar las guías mediante el uso de soportes con balero.

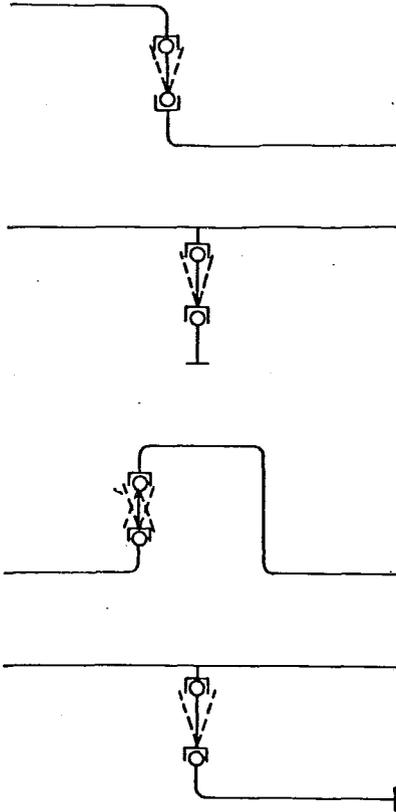
En los casos ^{cuales} que se necesitan guías para juntas de bola, es recomendable el colocarlas lo más proximas posibles a la junta de expansión de bola, de modo que permitan el movimiento esperado.

La fig. 26 señala aquellas configuraciones que requieren de guías y aquellas que no las necesitan

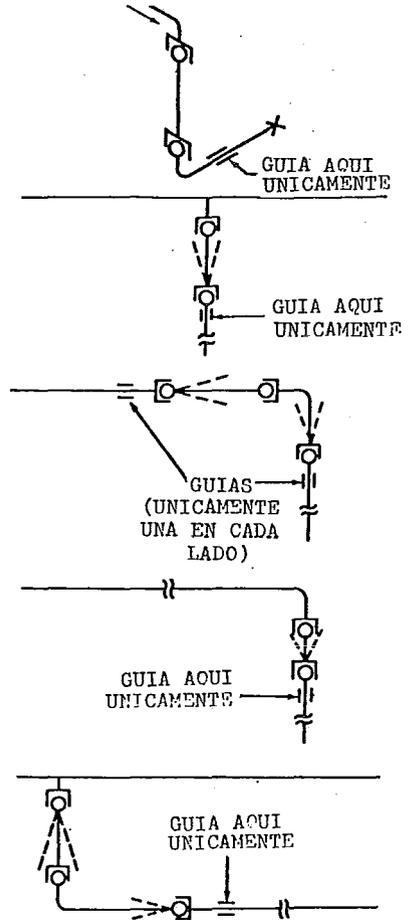
Las juntas de eslabón giratorio, normalmente no requieren de guías.

Fig. 26 Guías en configuraciones de tubería con juntas de bola.

CONFIGURACIONES QUE NO
REQUIEREN GUIAS.



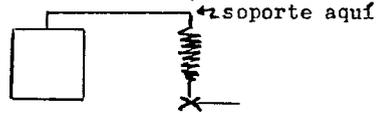
CONFIGURACIONES QUE SI
REQUIEREN GUIAS.



4.3. Instrucciones y criterios para la instalación:

Con objeto de encontrar la solución más económica para un sistema de tubería que incluye una junta de expansión, vale la pena considerar los siguiente criterios básicos.

- Las juntas de expansión deberán colocarse lo más cercanamente posible a un anclaje esto ahorrará el número de guías necesarias
- El uso de aditamentos como rótulas, varillas de tensión, y todos aquellos que ahorren anclajes tendrán prioridad sobre la utilización del anclaje.
- En general es más práctico absorber el desplazamiento, por expansión de una tubería colocando juntas de expansión en forma que absorban el movimiento lateralmente, que juntas que lo absorban axialmente. La primera solución es normalmente más económica e implica el uso de accesorios que absorban la tensión.
- Las juntas no se deben instalar de modo que soporten otras cargas distintas de la expansión (peso muerto de la tubería, etc.)
- Asegúrese que el espacio disponible será suficiente para la instalación de la junta de expansión.



- Un alineamiento correcto es de vital importancia en la instalación de todos los tipos de juntas de expansión, esto se logra aplicando el No. correcto de guías y anclajes bien calculados. Las secciones a unir deberán estar bien alineadas antes de instalar la junta de expansión, ya que éstas están diseñadas para funcionar entre ciertos límites, y no para compensar procedimientos de instalación inadecuados. No se deberán provocar fuerzas torsionales sin necesidad sobre la junta
- Límpiense todas las superficies de la junta quitando cualquier residuo de soldadura, etc. que la puedan dañar en su funcionamiento
- Todas las bridas deberán incluir empaque entre la junta de expansión y la unión con la tubería. No deberán usarse empaques impregnados con grafito en contacto con piezas de acero inoxidable.
- Las juntas deberán ser instaladas a las longitudes adecuadas conforme a las instrucciones del fabricante. No deberán ser comprimidas ó extendidas para solucionar problemas de longitud de tubería cortada deficientemente.
- Deberá tenerse conciencia de todos aquellos efectos externos que puedan afectar a la junta, para así poder evitarlos y proveer de un buen funcionamiento (p. ej. el ambiente, gases corrosivos, etc.)
- Todas las varillas y aditamentos utilizados exclusivamente para proteger la junta durante el embarque y posicionar la para su instalación, deberán ser removidas antes que la junta empiece a funcionar. Estas normalmente estarán pintadas de amarillo o tendrán marcas que permitan identificarlas.

- Una vez instalada la junta valdrá la pena probarla antes de que se integre a la operación normal. Al iniciar la presurización del sistema todas las guías, anclajes y soportes, deben estar bien firmes y funcionando.

4.3.1. Juntas de casquillo:

1. Calcúlese la longitud de la tubería deslizante (l_x) que se introducirá dentro del casquillo de la junta (ver fig. 27) utilizando las fórmulas siguientes:

- para juntas deslizantes de un solo extremo (simples)

$$l_x = \frac{L}{2} (E_{max} + E_{min} - 2E_{inst}) + \text{tamaño de la junta}$$

L = Magnitud de la tubería sujeta a expansión incluyendo la junta de expansión (pies)

E = coeficiente de expansión para una temp. dada (pulgadas/pié)

tamaño de la junta (= $1\frac{3}{4}$ " para una junta con recorrido de 10")

- para juntas deslizantes por ambos extremos (dobles)

$$l_x = \frac{L}{4} (E_{max} + E_{min} - 2E_{inst}) + \text{tamaño de la junta}$$

tamaño de la junta (= $9\frac{1}{4}$ " para una junta con recorrido de 5" por extremo = total 10")

2. Aflójense los tornillos que sujetan las empaquetaduras del casquillo y posicionese el casquillo de la junta de modo que la tubería se introduzca una longitud " l_x " dentro de ésta. (ver Fig 27)

Si la tubería se está instalando es conveniente instalar la junta de expansión en el lugar deseado antes de continuar montando la línea subsecuente.

Si es instalada dentro de un tramo de tubería ya existente, márchese y córtese la tubería e instalese la junta

3. Cerciórese de instalar la junta perfectamente alineada al eje axial de la tubería para asegurar un movimiento coaxial y evitar desgastes no uniformes en los empaques.

4. Ya que se haya instalado la junta apriétense las tuercas que presionan el empaque hasta aprox. 60 lbs - ft de torque

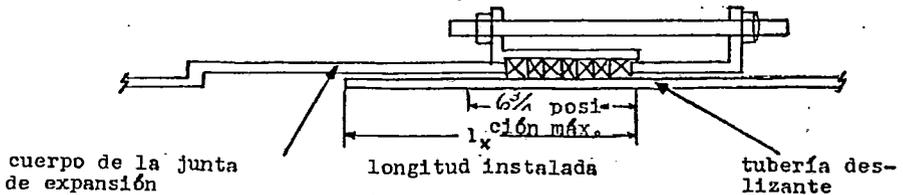


Figura 27

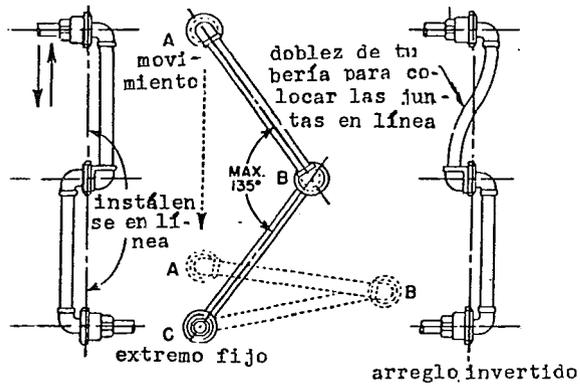


Figura 28. Instalación típica de juntas de eslabón giratorio

4.3.2. Juntas de eslabón giratorio:

Usualmente se utilizan en combinaciones de 3, por ello además de los linamientos generales ya expuestos, siganse las siguientes instrucciones para su instalación:

- alineense siempre las juntas en el mismo plano (ver fig. 28)
- El ángulo máximo de apertura con que se colocarán los tubos, (ver fig. 28) no deberá exceder 135° .

4.3.3. Juntas de bola

1. Cuando las juntas de bola se instalan verticalmente conviene colocar las juntas de bola con el orificio de la bola apuntando hacia abajo para evitar al máximo acumulaciones de residuos en la junta. También es conveniente que el flujo sea de arriba hacia abajo.
2. No se usan las juntas de bola en lugar de uniones. Sin embargo pueden usarse juntas de bola en lugar de juntas de eslabón giratorio - (swivels) para roscar la tubería a las juntas.
3. No se apriete demasiado la junta. Apriétese sólo lo necesario para evitar fugas. Una vuelta de $1/16$ a $1/4$ a los tornillos es normalmente suficiente.
4. -Use flexión lateral de preferencia para aliviar el movimiento en vez de mov. rotacional
5. Cuando el movimiento provoque presión sobre la junta (caso de expansiones), la junta se deberá instalar de manera que la fuerza se aplique de ser posible a lo largo de la línea central de la junta, y no sobre alguno de los lados. Esto evita desgaste desigual de los empaques y fugas.
6. Es preferible que el flujo entre en la dirección a la que apuntan las bocas de las juntas de bola para prevenir la acumulación de basura etc, en los sellos y la cubierta exterior de la junta.
7. Téngase precaución al soldar la junta de bola a la línea, de no sobre calentar el área de empaque y protéjase la superficie expuesta de la junta de bola de las chispas de soldadura

Para instalar juntas de bola en configuración "off-set" y posición fría, (véase fig 19-a del capítulo anterior), se deberán seguir las siguientes instrucciones (ver fig. 19-d del capítulo anterior):

- 1) Sóllese el par de junta off-set al codo de 90° de la tubería A
- 2) Instállese la tubería "B" acortada por la magnitud, igual a la necesaria para la posición fría (debe ser aproximadamente igual a $1/2 E$), y anclése el otro extremo de la tubería "B"
- 3) Jálese el sistema off-set para conectarlo a la tubería "B", para ello se podrán usar mordazas tiradoras de alambre.

Para instalar las juntas de expansión en un sistema off-set y una junta adicional de bola, también se puede optar por la instalación de "posición Fría" ó sin ella.

Para el caso que se instale "sin posición fría" se deberán se-

guir las siguientes instrucciones (ver Fig. 29-a)

1) Determinese la magnitud de la expansión en el extremo más largo de tubería del sistema. (E_1)

2) Colóquense dos juntas en el extremo más corto del sistema, una de ellas adyacente al codo y la otra a una distancia L_1 de esta que se puede calcular con la fórmula:

$$L_1 = \frac{E_1}{\text{constante}}$$

la magnitud de la constante es específica para el tipo de junta usada y varía desde 0.046 para juntas de bola de 16" hasta 30", hasta 0.056 para juntas de bola de 3" hasta 14".

3) Localícese la tercera junta en el tramo más largo haciendo $L_2 = L_1$. Esto permitirá a E_2 ser igual a E_1 . En el caso de que E_2 sea considerablemente menor que E_1 , se podrá utilizar un tamaño menor para L_2 , si el espacio es limitado. Se deberá también asegurarse de que la junta de enmedio no se encuentre en ningún momento sobretensionada, por la combinación de ambos movimientos.

Si el espacio es limitado, L_1 y L_2 se podrán reducir a la mitad como máximo, si las juntas de bola se colocan en "posición fría" al instalarse. Por tanto las juntas se colocarán a una distancia perpendicular de su posición normal de 1/2 de E_1 y de E_2 (ver Fig. 29-c)

En este caso se deberán observar las instrucciones ya mencionadas - para la instalación de dos juntas en off-set con "posición fría". Además - se deberá tomar muy en cuenta la temperatura del momento de la instalación:

Cuando la temperatura de instalación (T_i) es mayor que la temperatura mínima, (T_{min}) a la que estará sometido el sistema, se recomienda seguir los pasos siguientes para la instalación (ver la fig. 29-b)

1) Planeese la longitud "L" del off-set con la suficiente magnitud para que este pueda absorber la totalidad de la expansión que resulta del rango de temperatura esperado, p. ej: $T_{min} = -20^{\circ}\text{F}$
 $T_{max} = 425^{\circ}\text{F}$, rango de temperatura = 445°F

2) Determinese la cantidad total de contracción que tendrá lugar - entre la temperatura instalada (T_i) y la T_{min} .

3) Desvíese a posición fría 1/2 E con respecto al eje normal del off-set, siendo E la expansión calculada en el punto 1, con el rango máximo de temperaturas, y réstese la magnitud de la contracción calculada en el punto 2.

Problema: Calcular las dimensiones L para un sistema de tubería de vapor de 6 pulgadas y de dimensiones dadas en el esquema de la Fig. 29-c.
 $T_{max} = 400^{\circ}\text{F}$ y $T_{min} = 70^{\circ}\text{F}$

Solución:

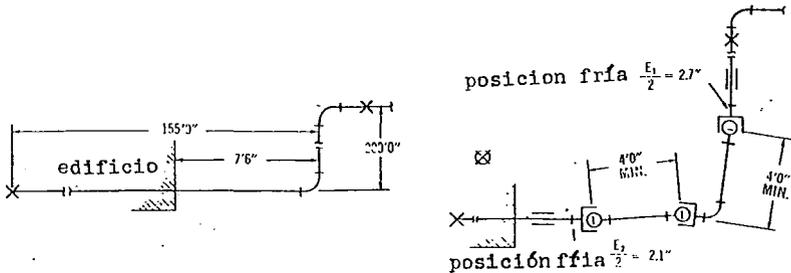
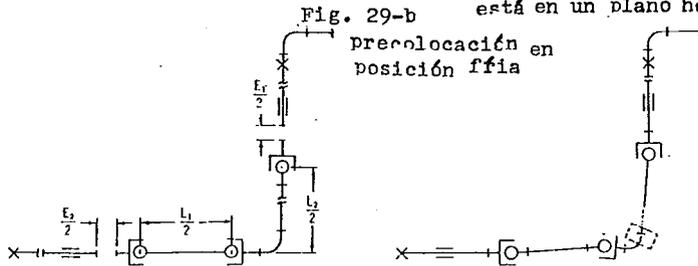
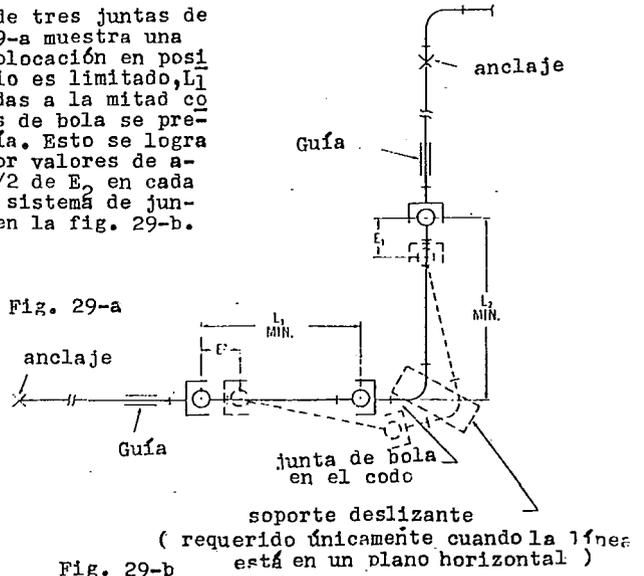
a 400°F , la expansión es .027" por pie

$$0.027 \times 200' = 5.4" \quad (E_1)$$

$$0.027 \times 155' = 4.2" \quad (E_2)$$

$$L_1 = \frac{5.4}{.056}$$

Fig. 29 Combinaciones de tres juntas de bola. La fig. 29-a muestra una configuración sin precolocación en posición fría. Si el espacio es limitado, L_1 y L_2 podrán ser reducidas a la mitad como máximo si las juntas de bola se precolocan en posición fría. Esto se logra acortando la tubería por valores de aprox. $1/2$ de E_1 y de $1/2$ de E_2 , en cada uno de los extremos del sistema de juntas, como se muestra en la fig. 29-b.



$$L_1 = 96" = 8ft$$

$$L_2 = L_1$$

El espacio disponible es de sólo 7 ft 6", por tanto se deberá instalar con "posición fría" y reducir por tanto L_2 y L_1 a aproximadamente la mitad. (véase segunda parte de la Fig. 29-c).

4.3.4. Juntas de fuelle:

Además de los criterios generales expuestos anteriormente, se deberán considerar los siguientes en forma especial para las juntas de fuelle:

No es recomendable instalar más de una junta de expansión de fuelle entre los mismos dos anclajes

Cuando se tenga un cambio de dirección de la tubería será necesario anclar los codos y proveer de una junta de expansión de fuelle a cada tramo recto de tubería. Cuando se usen codos de expansión (corrugados ó con fuelles) en la misma tubería que la de la junta de expansión, la sección de tubería que contiene el codo se deberá aislar mediante el uso de anclajes, de la sección que contiene la junta de expansión.

Dado que los fuelles son la parte más delicada de este tipo de juntas, deberá evitarse todo aquello que pueda ocluir su funcionamiento ó dañarlos durante la instalación y la operación.

No se olvide el pre-compresionar ó la preextensión de la junta si esta es requerida. Su cálculo se describe posteriormente

Todas las juntas de expansión que tienen casquillo interno tienen señalado por lo general con flechas ó con otros medios, la dirección del flujo ó indicaciones de cómo instalar la junta.

En el caso que se tengan fuelle de hule, habrá que seguir estas precauciones adicionales:

- Aplíquese una película delgada de grafito (suspendida en agua ó glicerina) ó una solución de silicona -agua a las superficies del fuelle. Este tratamiento evitará el que el hule se achiera a las bridas de metal. No se deberá usar grasa, aceite ó jabón para limpiarla.
- Séllese cualquier corte en la cubierta causada por herramienta ó manejo con cemento de hule

Precompresión:

Cuando una junta de expansión opere a una temperatura inferior a la de instalación, la tubería se contraerá y la junta, si no está correctamente instalada, se extenderá más allá de su límite. En este caso valdrá la pena precomprimir la junta de acuerdo con la siguiente expresión:

$$P_e = E \left(\frac{T_i - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \right)$$

donde:

P_c = Cantidad de precompresión en pulgadas
 E = Movimiento total que deberá absorber la junta de expansión

sión (entre la temperatura más fría y la más caliente)

T_i = Temperatura de instalación

cuando; $\frac{T_i - T_{\min}}{T_{\max} - T_{\min}}$ sea igual o menor que 0.15 la precompresión no será necesaria, cuando sea mayor, será esencial.

Ejemplo:

Si se tiene una tubería de acero al carbón de 380 ft de largo, que deberá operar entre 120°F y 20°F y se requiere instalar una junta de expansión de fuelle para absorber los movimientos provocados por estos cambios de temperatura, $T_i = 80°F$. Calcular la cantidad de precompresión necesaria.

* Si la temperatura de la tubería difiere en más de 20°F de la temperatura ambiente, es recomendable el determinar la temperatura exacta, colocándole un termómetro en ella.

$$E = \frac{380}{100} (0.910 - 0.148) = 2.9'' \quad (\text{utilizando las tablas de expansión térmica})$$

$$P_c = 3'' \left(\frac{80^\circ - 20^\circ}{120^\circ - 20^\circ} \right) = 1.8''$$

Esta es la magnitud disponible para la elongación de la junta de expansión, debida al enfriamiento de la línea de 80° a 20°. Esto deja 1.2" de compresión de la junta de expansión debido a la expansión de la línea de 80°F a 120°F.

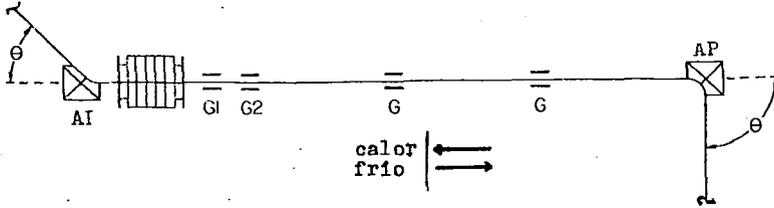
La precompresión podrá ser realizada en fábrica, sin embargo es mejor hacerla en el campo donde se podrá conocer exactamente la temperatura de la tubería al momento de instalarla.

4.4. Arreglos típicos

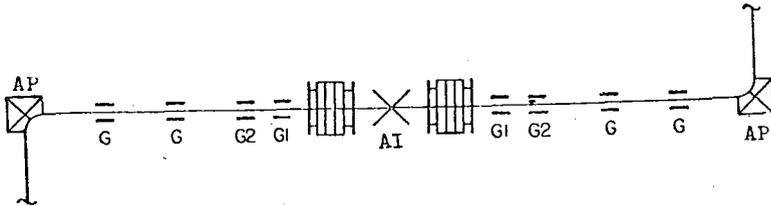
A continuación se muestran ilustraciones de arreglos típicos para juntas de fuelle y de bola. Las juntas de casquillo son comparables en cuanto a los arreglos que suelen conformar a las juntas de fuelle simple, cuando éstas trabajan axialmente. Los arreglos que se suelen utilizar para juntas de eslabón giratorio se muestran en la Fig. 27.

4.4.1 Conformaciones típicas para resolver movimiento axial.

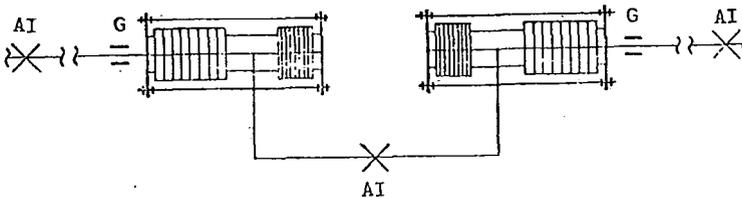
La colocación de la junta de expansión cerca del anclaje principal ahorra el No.de guías utilizadas.El espaciamento reducido entre las primeras guías G₁ y G₂ cercanas a la junta de expansión (ver figura posterior) . permite que las demás guías se puedan colocar a intervalos mayores.



El anclaje intermedio AI de la figura inferior restringe el movimiento de manera que pueda ser tolerado por cada una de las juntas de expansión:

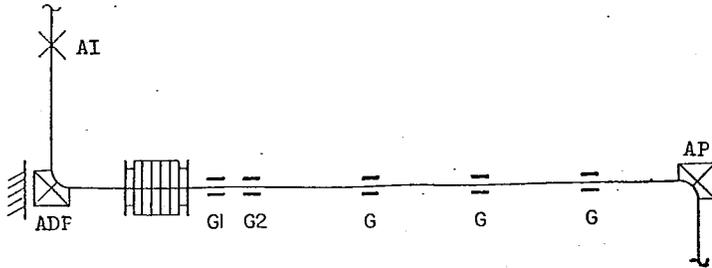


Sistema con dos juntas de presión balanceada que sirve para absorber grandes movimientos axiales. La desviación de la tubería es únicamente para dar cabida a las juntas. Mediante la utilización de este arreglo , los anclajes son relevados del empuje de la presión.Por ello se pueden utilizar anclajes intermedios AI.El anclaje intermedio entre las dos juntas sirve para dividir la cantidad de movimiento que habrá de resolver el sistema en dos partes.Este sistema requiere además de pocas guías ya que la fuerza de la presión es compensada por las juntas.

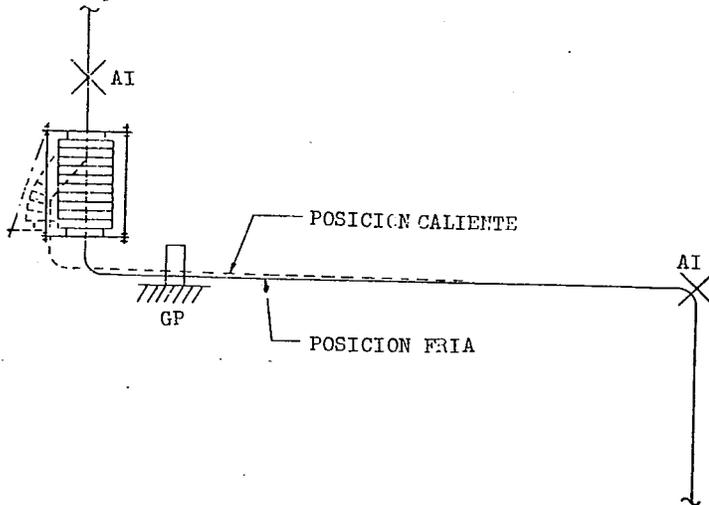


4.4.2 Conformaciones típicas para resolver deflexión lateral , rotación angular ó movimientos combinados.

JUNTA SIMPLE :

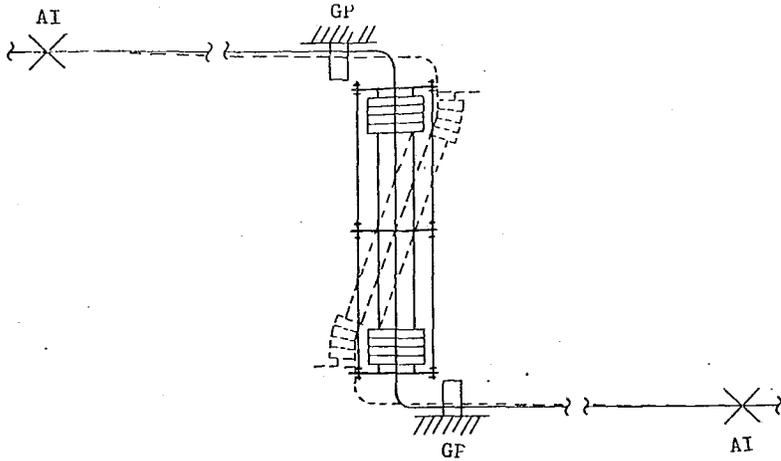


Arreglo para absorber movimientos axiales y laterales combinados. Se utiliza un anclaje direccional principal ADP , el cual a la vez que actúa como anclaje principal para resolver el movimiento axial del tramo más largo , permite que los movimientos del tramo más corto se transmitan y sean absorbidos lateralmente por la junta de expansión.



Colocación de la junta anterior en el tramo más corto. La junta absorbe el movimiento del tramo más largo , lateralmente. Las varillas de tensión de la junta hacen que no sea necesario un anclaje principal sino únicamente un anclaje intermedio en el mismo tramo de la junta.

JUNTA DE EXPANSION UNIVERSAL

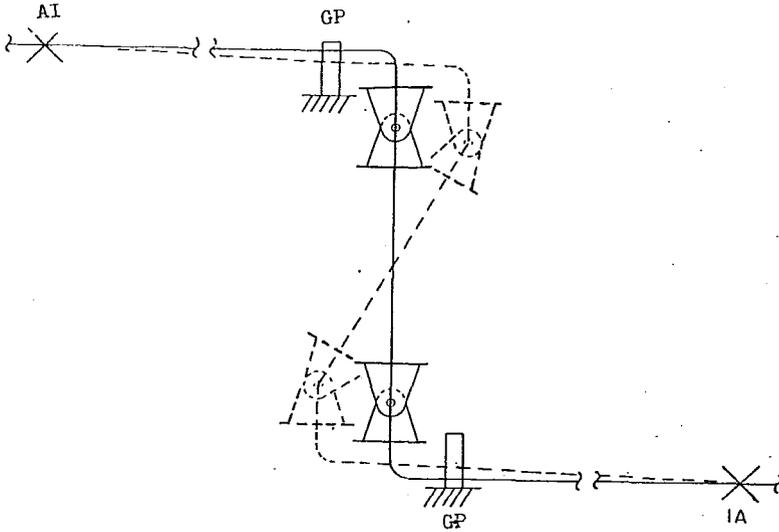


Instalación de una junta de expansión universal en un sólo plano. La instalación multiplanar es muy similar. Las varillas de tensión permiten que únicamente sean necesarios anclajes intermedios. Solo se necesitan guiar direccionalmente para poder absorber las desviaciones de la tubería provocadas por el movimiento de la junta. La tubería debe ser lo suficientemente flexible para absorber estas desviaciones.

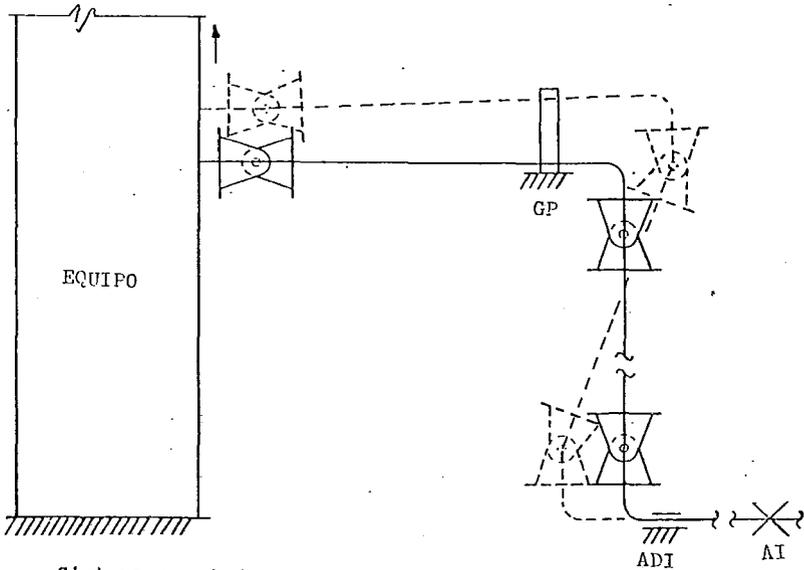
JUNTAS DE PRESION BALANCEADA

Las Figs. 7 , 8 y 10 muestran arreglos típicos para la instalación de juntas de presión balanceada.

JUNTAS DE EXPANSION DE ROTULA (HINGED).

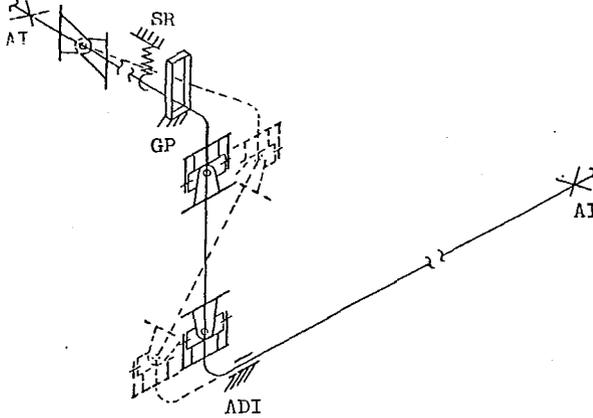


Las rótulas ahorran anclajes pues soportan la presión interna de la tubería.

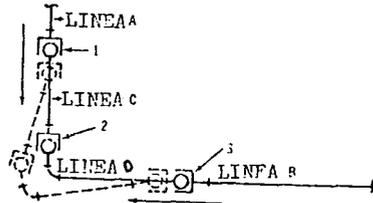
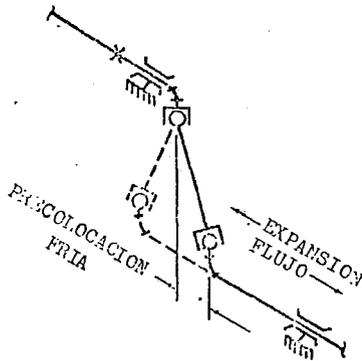


Sistema con 3 juntas de rótula

JUNTAS DE EXPANSION DE MOVIMIENTO CARCANICO (GIMPAL)

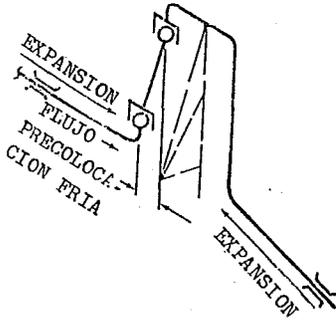


JUNTAS DE BOLA

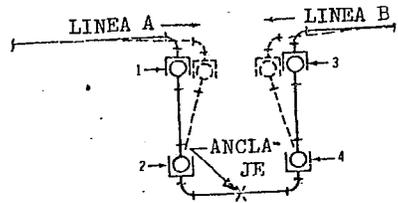


2 juntas de expansión de bola en offset. En ocasiones se puede prescindir del uso de guías y se logra por tanto un movimiento multiplanar. Su funcionamiento se asemeja al de las juntas de fuelle de movimiento carcánico.

Offset con 3 juntas. Cuando la tubería provee de la flexibilidad suficiente, se elige la junta No. 3.



" Loop " con 2 juntas de bola en " offset ". Absorbe grandes cantidades de movimiento lateral. Tambien se pueden conformar loops similares con juntas de fuelle (preferentemente con varillas de tension , de rótula ó de movimiento cardánico). Si se prescinde de las guías se logra un movimiento multiplanar.



" Loop " con 2 offsets. Provee máxima capacidad de absorción de movimiento lateral en un área relativamente reducida. También como en la figura de la izquierda , se puede formar la misma configuración con juntas de fuelle.

4.5.C CHequeo

a) En juntas de fuelle y casquillo:

Existen multitud de chequeos para probar que las juntas de expansión trabajen dentro de ciertas especificaciones. Gran parte de ellos, se encuentran explicados en los llamados "Standards of the Expansion Joints Manufacturers Ass. INC". Para nuestros fines sólo explicaremos el denominado de "examen Hidrostático", que el mismo instalador puede realizar sin mayores problemas. Los demás pueden ser realizados casi solo por el fabricante.

Chequeo Hidrostático:

Es por mucho el más usado método de prueba del producto, no solo en juntas de expansión, sino en todos aquellos recipientes sometidos a presión. En la industria de las juntas de expansión se practica generalmente la prueba hidrostática, a una presión de una y media veces la presión de diseño. Al aplicar esta prueba se deberá tener cuidado en no utilizar agua de una temperatura que cause condensación en el exterior de la junta. Se aceptan dos criterios para la prueba.

- la inspección visual para ver si hay rupturas
- ó la habilidad del recipiente para soportar la presión durante un lapso prolongado de tiempo. En este caso la temperatura deberá mantenerse constante.

El propósito de este chequeo será el de indicar la presencia de rupturas, verificará la uniformidad estructural de la pieza que se esta probando y la estabilidad de los fuelles.

Cuando las juntas de expansión se diseñan para operación a altas temperaturas se especifica en ocasiones que el test hidrostático se haga ajustándose a una presión acorde con la siguiente fórmula.

$$Pt = 1.5 \frac{Pd \ St}{Sd}$$

donde: Pt = presión del chequeo
Pd = presión de diseño
St = Esfuerzo permisible del material de los fuelles a la temperatura de la prueba
Sd = Esfuerzo permisible del material de los fuelles a la temperatura de diseño

La prueba anterior deberá verificarse con fluidos que no causen corrosión o desperfectos sobre los fuelles. Se deberá verificar antes de proceder a la prueba que los anclajes, guías y soportes necesarios estén instalados.

b) En juntas de bola:

Tápese un extremo de la junta y conéctese el otro a una línea de 50 psi de vapor, aire, agua ó hidráulica, la cual sea la más compatible con el tipo de sellos involucrados y/o servicio para el que se desee utilizar la junta. Si se prueba con vapor, permítase a la junta calentarse un poco, y apriétese entonces lo suficiente para evitar cualquier fuga. Pruébese que la junta se puede flexionar lateralmente como objeto de verificar que no esté sobretensionada. (cuando las juntas se usan en líneas hidráulicas de alta presión (aprox. 500 psi), ténganse en observación las roscas después que la junta esté en servicio durante uno ó dos días.

C A P I T U L O V

M A N U F A C T U R A Y M A N T E N I M I E N T O

5.1. Fabricación de fuelles:

En el capítulo 2, parte 2.4 se reseñan los más diversos tipos de fuelle aplicables a juntas de expansión de fuelle. Estos usualmente son manufacturados de lámina de metal delgada y flexible, y necesariamente deberán ser resistente a la erosión y corrosión así como a la presencia del fluido transportado y del medio ambiente. La uniformidad del material en su espesor y propiedades básicas será de primordial importancia en los procesos de manufactura empleados para fabricar los fuelles.

Entre los procedimientos que se tienen para fabricar fuelles se tienen:

1.- Formación hidráulica.- Es el procedimiento más empleado. Un cilindro de metal o uno que tenga soldaduras longitudinales, se coloca en una prensa hidráulica o máquina para formar fuelles. Por la parte externa del cilindro, y a intervalos regulares previamente establecidos se colocan anillos de la forma adecuada que sirven como matriz para formar las convoluciones. El cilindro es llenado con un medio fluido ^{que puede ser} agua y sometido a presión hasta que se deforme la circunferencia formando las convoluciones deseadas, siendo controlado al mismo tiempo el acortamiento provocado. Las corrugaciones podrán formarse una por una ó todas a la vez.

Dependiendo del material, profundidad de la corrugación, diámetro del cilindro inicial, etc. deberá realizarse la operación anterior en forma gradual y ^{con} tratamientos térmicos intermedios.

Los fuelles reforzados se pueden formar con anillos externos que son utilizados como parte de la matriz. Una vez que se ha completado la operación, este anillo quedará como parte integrante del fuelle.

2.- Formación por rolado: Un cilindro de metal o uno que tenga exclusivamente soldaduras longitudinales, se coloca en una máquina de formado y las corrugaciones son realizadas de una en una ó todas a la vez mediante la presión ejercida por ruedas de formado. Estas ruedas normalmente se aplican por dentro y por fuera del cilindro. El acortamiento longitudinal provocado por la formación de las convoluciones se controla durante la operación. El cilindro podrá rotar entre ruedas de formado fijas o viceversa el cilindro podrá permanecer fijo y las ruedas girar alrededor de la circunferencia del cilindro.

3.- Formación por expansión: Las corrugaciones son formadas individualmente sobre un cilindro de metal con soldadura longitudinal, mediante la aplicación interna de un punzon expansivo.

4.- Rolado de una placa corrugada: Una placa metálica plana se corruga mecánicamente a lo largo de una longitud de tamaño predeterminado que corresponderá con la circunferencia nominal de la junta. Esta placa pre-corrugada se rola posteriormente hasta convertirla en un cilindro, terminándose de formar el fuelle, al solcar longitudinalmente las terminales de la placa.

5.- Anillos rolados: Una tira de placa metálica plana se convierte mecánicamente en una corrugación se rola y se solda longitudinalmente para formar el anillo corrugado. Si se desea más de una corrugación, el

fuelle podrá ser construido mediante la unión de varios anillos corrugados soldados circunferencialmente entre sí.

6.- Disco o diafragma: Consta de discos anulares que representan media convolución y que son unidos mediante soldadura circunferencial en sus crestas y sus valles. Los discos se fabrican de placas planas presionadas entre matrices adecuados.

Los procedimientos de manufactura no necesariamente se deberán limitar a uno de estos métodos, sino que se pueden improvisar combinaciones de éstas técnicas.

Al fabricar juntas de fuelle siempre se buscará una combinación de capacidad de absorber movimiento, resistencia, flexibilidad, espacio ocupado y costo, y dependiendo de estas necesidades específicas se elegirá el procedimiento de fabricación adecuado.

5.1.1. Ventajas y desventajas de los diversos métodos de formado de fuelles:

1. Formación hidráulica: Mediante este método, y dado que las convoluciones son extraídas del diámetro original de un tubo, la cara interna de la misma quedará forzosamente algo destemplada y la exterior endurecida debido al esfuerzo de la formación. Este problema inherente, junto con el hecho que la máquina de formado hidráulico no posee normalmente la fuerza suficiente para manufacturar corrugaciones con paredes de gran espesor, obliga a la introducción de anillos para reforzar las paredes, con los respectivos problemas de aumento en costo, mayor peso, oxidación, reducción de la flexibilidad, etc. que trae consigo esta alternativa.

2. Rolado: Este proceso también extrae las convoluciones del tubo original y como en la formación hidráulica produce el resultado indeseable, de adelgazamiento excesivo en la cima de cada convolución. La técnica del rolado causa además normalmente defectos en la superficie de los fuelles que pueden conducir a rupturas prematuras.

3. De disco o diafragma: Una ventaja particular de este método de fabricación de juntas es el que, cualquier espesor de pared requerido, puede ser soldado entre sí para formar una convolución con suficiente grosor para soportar la presión especificada.

Sin embargo, cuando los fuelles están totalmente comprimidos, se crean multitud de esfuerzos concentrados en los lugares donde se unen las soldaduras y el disco, que pueden resultar intolerables.

5.1.2 Soldadura

Es la operación más importante para obtener fuelles de alta calidad. Su control impedirá que las juntas tengan concentraciones de esfuerzos altas debidas a incrementos abruptos en el espesor ó cambios bruscos en la dirección, etc.

Para obtener una mejor calidad de las soldaduras, lo cual afectará íntimamente a la vida de la junta de expansión, valdrá la pena seguir las siguientes recomendaciones:

1. Minimícese la cantidad de soldadura
2. Localícense las soldaduras lejos de lugares que estarán sometidos a esfuerzos flexionantes máximos.
3. Evítense el uso de soldadura de esquina, fileteada, o soldaduras similares de calidad indeterminada. Usese solamente soldadura a tope en lo posible.
4. Minimícense las zonas afectadas por el calor
5. Usese tratamiento térmico total en materiales ferríticos, y en soldaduras austeníticas un recocido homogeneizante.

6. Evítese la oxidación en la base de las soldaduras y póngase especial énfasis en la eliminación de impurezas. Soldaduras con gas inerte de arco cubierto son preferidas por este motivo.
- 7.-El procedimiento de soldadura deberá en lo posible tratar de lograr similitud en resistencia y propiedades físicas al metal a soldar; para ello se habrá de utilizar soldadores experimentados
8. Las superficies de soldadura deben ser tan lisas como la del acero en placa. Estas superficies deberán ser limpiadas en baño con ácidos y terminadas lo mejor posible.
9. Aplíquense todos los métodos posibles de examen no destructivo para asegurar la calidad de las soldaduras incluyendo tests de presión y movimiento.
10. Un ensamblaje cuidadoso es esencial. Ninguna interrupción en la superficie unida es tolerable.

5.1.3. Recocido

Una vez realizadas las operaciones de doblamiento de las convoluciones, en ocasiones es recomendable que todos los fuelles que han sido sometidos a esfuerzos de pandeo grandes, se metan a un horno a ser recocidos totalmente, para eliminar todos los esfuerzos creados por la operación.

Aún cuando este tratamiento térmico varía con el metal, la descripción siguiente se aplica de forma general:

El fuelle corrugado se calienta lentamente y uniformemente hasta una temperatura predeterminada, y es conservado a esa temperatura un tiempo definido, y nuevamente enfriado a una velocidad constante. Esto solo puede ser realizado en un horno con controles automáticos.

5.1.4. Baño ácido y eliminación de partículas oxidables.

Una vez que se ha tratado térmicamente el fuelle, todas las incrustaciones se eliminarán mediante baño en distintos baños ácidos. Esta operación requiere de sumo cuidado para evitar corrosiones indeseables. Las temperaturas se controlarán automáticamente dentro de un rango muy reducido y la concentración de los ácidos se checará periódicamente. La duración del baño se controlará con "timers".

En el caso de aceros inoxidable se eliminan las partículas de fierro con ácido nítrico. Esto producirá una superficie en la mejor condición para resistir la corrosión.

5.1.5. Espesor

En cuanto al espesor, existen diversidad de criterios entre los mismos fabricantes. Unos mantienen que un espesor constante proporciona la mejor solución y otros refuerzan ciertas áreas de las convoluciones. Para tener un criterio aproximado para determinar el espesor que se ha de utilizar, se puede aplicar la siguiente fórmula:

$$t = \frac{f \times p \times r}{k}$$

donde: t = espesor del fuelle
f = factor de seguridad
p = presión interna de trabajo (psi)
r = radio del diámetro exterior extremo de la corrugación (pulgadas)
k = esfuerzo tensionante del material de que están hechos los fuelles (psi)

El factor de seguridad para una temperatura de hasta 600°F - normalmente es de 6, para temperaturas mayores se deberá incrementar proporcionalmente. No incluye provisión para corrosión (para determinar ésta - existen tablas en la literatura, ver punto 5.2 de este capítulo)

5.2. Materiales de construcción

Los fabricantes de juntas de expansión recomiendan el uso de distintos materiales, dependiendo del rango de temperatura de operación. La tabla siguiente puede servir de orientación:

<u>Material</u>	<u>Rango de temperaturas</u>		
Cobre	0°F	a	400°F
Aluminio	- 325°F	a	400°F
Acero al carbón	-20°F	a	650°F
Acero Inoxidable			
304	- 325°F	a	850°F
316	- 325°F	a	850°F
321	- 325°F	a	1600°F
347	- 325°F	a	1600°F
Monel	- 300°F	a	1500°F
Inconel	- 300°F	a	1500°F
Hasteloy		variable	
Titanio		variable	

En la literatura se pueden encontrar además tablas en donde se puede estimar la influencia del fluido sobre la tubería, y así seleccionar el material y el espesor del mismo que habrá de utilizarse para resistir la corrosión. (p.ej. véase el Chemicals Engineers Handbook de John H. Perry sección 23)

5.3. Inspección

Con objeto de probar la calidad de las juntas de expansión y de sus miembros, se han creado infinidad de métodos de chequeo, algunos de ellos regularmente utilizados por los fabricantes de juntas de expansión y otros sólo aplicables para fines específicos. Estos métodos se pueden subdividir en: No - destructivos y destructivos. A continuación se mencionan algunos de ellos:

a) Métodos no destructivos:

- Exámen radiográfico: para descubrir falta de continuidad por medio de rayos X. Se aplica principalmente sobre las soldaduras.
- Exámen de penetración de líquidos: sirve para descubrir pequeñas grietas, etc. mediante la aplicación de una solución colorante sobre una superficie de metal
- Exámen de penetración de material fluorescente: es similar al anterior, pero en vez del colorante se aplica un material fluorescente
- Exámen con partículas magnetizadas: consisten en cubrir una -

superficie de metal con polvillo fino de fierro creando un campo magnético sobre el metal. La discontinuidad del campo magnético indicará en la superficie y subsuperficiales defectos del metal.

- Determinación ultrasónica: utiliza la capacidad de las ondas de alta frecuencia de reflejarse desde cualquier superficie discontinua.
- Exámen hidrostático: Es el más usado de los procedimientos de chequeo de juntas de expansión. Consistent en la aplicación de una presión 1.5 veces mayor de la de trabajo sobre una junta ya instalada a fin de verificar posibles fugas, etc. (se describe a detalle en el capítulo IV párrafo 4.5)
- Exámen utilizando un halógeno: sirve para localizar rupturas al igual que el método anterior, pero utiliza un gas halógeno (normalmente Freón 12)
- Exámen por espectrometría de masas: es similar a los anteriores pero se utiliza helio como fluido. Es el método más sensitivo que se conoce para determinar rupturas.

b) Métodos destructivos:

- De vida cíclica: sirve para verificar al duración de las juntas mediante simulación empírica.
- De resistencia a la ruptura: sirve para determinar empíricamente a qué presión interna se rompe la junta
- De pandeo: sirve para verificar a que límite de esfuerzos sobre los extremos de una junta de fuelle y en combinación de la presión interna, los fuelles pierden su estabilidad y forma.

En los "Standards of the Expansion Joint Manufacturers ASSOC. INC se describen estos métodos con mayor detalle.

5.4. Mantenimiento

Dependiendo de la cantidad y frecuencia de movimientos; lo adecuado de las guías de modo de absorber cargas indeseables sobre la junta de expansión; el medio ambiente y su contenido de polvo e impurezas; así como de muchas otras consideraciones se deberá de proporcionar mantenimiento a las juntas de expansión.

El mantenimiento de las juntas deslizantes usualmente se limitará a limpieza, lubricación y cambios de empaque. La mayoría de las juntas que se deben lubricar permiten la lubricación a presión mientras están funcionando. En la mayoría de los casos, el reemplazo de los empaques requiere de ensamblar totalmente la junta. En ocasiones las juntas están diseñadas de modo que este procedimiento sea rápido, de modo que la interrupción del servicio sea mínimo. Algunas juntas deslizantes permiten la inyección, cuando la junta está trabajando, de material plástico de empaque, el cual reforzará y aplicará presión sobre los empaques originales, permitiéndose así la operación para períodos mayores sin necesidad de interrupción en el servicio. Otras juntas tienen implementos que permiten apretar el empaque para compensar el desgaste.

Es obvio que las juntas de expansión que requieren de inspección periódica y mantenimiento deberán ser instaladas en localizaciones accesibles. En algunas ocasiones esto significará el costo de escaleras, plataformas, orificios - hombre, etc. También implicará el mantenimiento de almacén de refacciones y personal capacitado.

El mantenimiento de las juntas de fuelle normalmente se limitan a la eliminación de residuos que pudieran haberse depositado entre las corrugaciones de los fuelles mediante sopleteo etc. En caso de ruptura normalmente habrá de reemplazar el fuelle.

C A P I T U L O VI

COMPARACION ECONOMICA VS. LOOPS

Con objeto de ayudar y guiar a la evaluación, desde el punto de vista costo, de algunas de las soluciones alternativas propuestas para aliviar los esfuerzos debidos a la expansión térmica, continuaremos con el problema de la sección 3.5 de este manuscrito:

6.1 Cálculo del gasto (en dinero) que ocasiona el uso de loops:

6.1.1 Por caída de presión

Si se considera que para vapor sobrecalentado una velocidad razonable es entre 7000 y 20,000 pies por minuto, dependiendo del gasto que se tenga, podemos tomar una velocidad de 12,000 pies por minuto como razonable siendo el volumen específico del vapor a 225 psia y 400°F = 2 ft³/lb

esta velocidad responde aproximadamente a un gasto en masa "W" igual a:

$$W = \frac{v \times d^2}{3.06 \times v} = \frac{12000 \text{ft/minuto} \times (15.0)^2 \text{ in}^2}{3.06 \times 2 \text{ ft}^3/\text{lb}} =$$
$$= 441 \text{ 180 lbs/hra}$$

d = diámetro interno de la tubería

(Fórmula: pag. 3-16" del "Flow of Fluids through valves, fitting and pipe", Crane Co.)

Para R/D = 6, la longitud equivalente L/D de un codo de 90° es 18 (ver pag A-27 "Flow of Fluids . . .", Crane Co.)

$$\text{por tanto } L = 18 \times 15.0 \times \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} = 22.5 \text{ ft (longitud equivalente de tubería recta)}$$

Cada "loop" de expansión esta hecho de 6 codos de 90°, de modo que producen una friccional flujo del vapor similar a la que producen:

$$22.5 \text{ ft} \times 6 = 135 \text{ ft de tubería recta}$$

Si le restamos el equivalente a 2.83 R, debido a que ésta longitud debe tomarse como tramo recto:

$$135 - 2.83 R = 135 \text{ ft} - 2.83 \times \frac{96}{12} = 112.4 \text{ ft}$$

y si tenemos que se requieren 12 loops para no introducir un esfuerzo mayor de 16,000 psi, tenemos:

$$12 \times 112.4 \text{ ft} = 1349 \text{ ft de tubería recta equivalente - que provocan caída de presión}$$

6 sea $\frac{1349}{5000} \times 100 = 27\%$ mayor caída de presión

Calculando la caída de presión de acuerdo con la fórmula de Darcy:

$$\Delta P_{100} = 0.000336 \frac{f W^2 \bar{V}}{d^5}$$

donde ΔP_{100} = caída de presión en 100 pies de tubería (psi)

- W = gasto en masa (lb/Hr)
- $\frac{f}{V}$ = factor de fricción (4 veces el factor de fanning)
- \bar{V} = volumen específico ft³/lb
- d = diámetro interno de la tubería (pulgadas)

(Esta fórmula se resuelve en el nomógrafo de la pag 3-21 "Flow of Fluids, .." de Crane, Co.)

$$d = 15.0''$$

$$\mu = \text{viscosidad} = 0.019 \text{ cp. para vapor de } 225 \text{ psi y } 400^\circ\text{F}$$

$$W = 441 \text{ 180 lbs/hra}$$

$$f = 0.012 \text{ (utilizando el nomograma de la pag 3-19 del "Flow of Fluids, .." Crane Co.)}$$

$$\bar{V} = 2.0 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$\Delta P_{100} = 2.07 \text{ psi/100ft (utilizando el nomograma de la pag. 3-21 del Flow of Fluids, .." Crane Co.)}$$

por tanto la caída de presión provocada por los loops es:

$$1349 \times 2.07 \text{ psi/100ft} = 27.9 \text{ psi para los 10 loops.}$$

De modo que la caída de presión extra provocada por los loops al final de la línea es aproximadamente de 27.5 psi mayor que si se usaran juntas de expansión de fuelle o de casquillo colocadas axialmente. En el caso de otros tipos de juntas habría que estudiar particularmente esta caída de presión de acuerdo al tipo de instalación propuesta y datos proporcionados por el fabricante.

Estacaída de presión equivale a unapérdida de entalpia de

H	400°F	= 1205.8 BTU/lb (Utilizando tablas de vapor sobrecalentado ó un diagrama de Molliere a temperatura constante.)
	225 psi	
H	400°F	= 1198.6 BTU/lb
	197.5 psi	

$$\Delta H = 1205.8 - 1198.6 = 7.2 \text{ BTU/ lb para una caída de } 27.5 \text{ psi}$$

Por tanto para un gasto en masa de 441,180 lbs/hra de vapor se tiene una pérdida en calor de:

$$441 \text{ 180 lb/hr} \times 7.2 \text{ BTU/lb} = 3 \text{ 176 } 496 \text{ BTU/hr}$$

Si se calcula lo que esto equivale en consumo de gas natural :

Suponiendo una eficiencia de caldera del 85%, y que se utiliza gas natural con un poder calorífico de:

$$8 \text{ 640 Kcal/mt}^3 \text{ normal} \times \frac{1 \text{ BTU}}{0.252 \text{ Kcal}} = 34 \text{ 286 BTU/ m}^3 \text{ normal}$$

por lo tanto la cantidad de gas natural adicional requerido, será de:

$$\frac{3\ 176\ 496\ \text{BTU/hr}}{0.85 \times 34\ 286\ \text{BTU/mt}^3\ \text{normal}} = 109\ \text{m}^3\ \text{normales/hora.}$$

en un año $109 \times 24 \times 360 = 941\ 760\ \text{m}^3/\text{año}$ de gas natural

costo del gas natural $\text{MN } 180.- / 1000\text{m}^3\text{std}$

por tanto la caída de presión provoca pérdidas por:

$$941\ 760\text{m}^3/\text{año} \times 0.18\ \text{MN/m}^3 = \underline{\underline{\$ 169\ 517.-\ \text{MN/año}}}$$

lo que equivale a:

$$\frac{169\ 517\ \$/\text{año}}{1\ 349\ \text{ft}} = 125.66\ \$/\text{año} \times \text{pie equivalente de caída de presión provocada.}$$

6.1.2 Costo de los "loops"

Un doblez de tubería "double offset" como el que se propone, tiene una longitud de:

$$9.425\ \text{R} = 9.425 \times 96" = 904.8" = 22.98\ \text{mts.}$$

Si el costo de la tubería de 16" de acero al carbón ced. 40 es de \$1206 \$/mt y se considera que el costo de doblarla e instalarla es del orden de 25% de este valor, se tiene:

$$22.98\ \text{mts/loop} \times 1206\ \$/\text{mt} \times 1.25 \times 12\ \text{loops} = \$415\ 708$$

El aislamiento de 3" de lana mineral, costará: ñ

$$16" \times 3.1416 \times 0.0254\ \text{mts} \times 22.98\ \text{mts/loop} \times 200\ \$/\text{m}^2 \times 12\ \text{loops} = \underline{\underline{\$ 70\ 415}}$$

$$\text{Total loops incl. aislamiento} = \$ 486\ 123$$

6.2 Cálculo del gasto (en dinero) que ocasiona el uso de juntas de expansión.

Para ilustrar este cálculo se han tomado en consideración dos arreglos típicos para resolver los movimientos causados, a saber:

A. Resolución axial.-

Se propone el uso de varias juntas de expansión dobles colocadas axialmente a intervalos de tubería de igual magnitud. Estas juntas poseen un anclaje intermedio cada una que permite reducir el número de guías necesarias.

Calculando el alargamiento "L" máximo provocado por expansión térmica, tenemos:

$$E = L/100 (\alpha_{T_{\text{max}}} - \alpha_{T_{\text{min}}}) = 5000/100 (3.23 - 0.448) = 139.1"$$

Utilizando juntas de expansión dobles colocadas axialmente, se requerirán :
 $139.1" \div 0.75" / \text{corrugación} = 186 \text{ corrugaciones}$

y si utilizamos juntas dobles de 8 corrugaciones (4 por cada fuelle), se requerirán:

12 juntas a \$mex. 22 700.- c/u ----- \$272 400.-

el aislamiento adicional (3" de lana mineral) cuesta:

$1.6\text{mts}/\text{junta} \times 12 \text{ juntas} \times 0.61\text{mts.} \times 3.1416 \times 200\$/\text{m}^2 = \underline{\$ 7 373.-}$

Costo incluyendo aislamiento \$279 773.-

El costo adicional provocado por la caída de presión , resulta en :

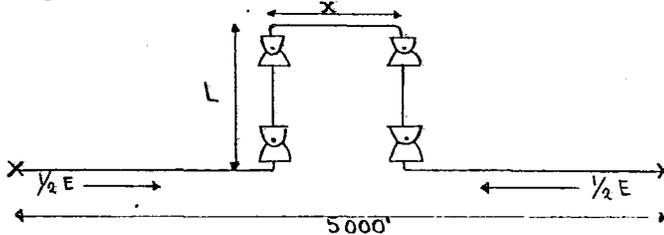
20 ft. equivalentes/junta x 12 juntas = 240 ft, equiv.

utilizando el resultado calculado en el punto 6.1 de este capítulo , se obtiene un gasto anual provocado por la caída de presión de :

$240 \text{ ft. equiv.} \times 125.66 \frac{\$/\text{año}}{\text{ft. equiv.}} = \$ 30159.-$
 anuales.

B. Resolución lateral.-

Se propone como solución la utilización de un "loop" con 4 juntas de expansión de fuelle con movimiento rotular ("hinged") cómo se muestra en la figura:



Ya que la expansión o contracción máxima a absorber es de 11.6 pies (= 139.1") podemos tomar un valor de $X = 20$ pies a fin de proveer de espacio suficiente para el movimiento del sistema.

Para el cálculo de "L" se deberá tomar en cuenta lo siguiente , de acuerdo con los datos proporcionados por el fabricante:

- la deflexión angular máx. permisible por corrugación es de $2^{\circ}40'$.
- no es conveniente instalar juntas de expansión de fuelle para absorber movimientos laterales , con más de 5 corrugaciones.

tomando el valor de " X " = 139.1" , $1/2$ de E será aprox. 70" y si consideramos que vamos a utilizar juntas con 4 corrugaciones/c/u, tendremos :

$2^{\circ}40' \times 4\text{corr.} = 10^{\circ}40'$ de deflexión angular permisible por cada junta.

y $\text{tang. } 10^{\circ} 40' = 70'' / L$, de dónde

$$L = 70'' / \text{tang. } 10^{\circ} 40' = 70'' / 0.1883 = 371.8'' = 31'$$

para asegurar una operación adecuada , podemos utilizar $L = 40'$

El costo del sistema será entonces :

4 juntas "hinged" a \$ 25 000 c/u	-----	\$ 100 000 .-
+ 80 pies de tubería a 1206 \$/mt.	-----	\$ 29 426 .-
+ 4 codos de 90° a 6000 \$ c/u	-----	\$ 24 000 .-
+ Aislamiento:		
24.4m x .41 m x 3.1416 x 200 \$/m	-----	\$ 6 296 .-

Costo del sistema incl. aislamiento ----- \$ 159 722 .-

El costo adicional provocado por la caída de presión, resulta en :

20 pies equivalentes/junta x 4 juntas	=	80 pies equiv.
+ 22.5 pies equivalentes/codo x 4 codos	=	90 "
+ 80 pies de tubería	=	80 "

caída de presión adicional introducida por el sistema = 250 pies equiv.

$$250 \text{ pies equiv.} \times 125.66 \text{ \$/año} = \$ 31 415 \text{ .- anuales pie equiv.}$$

6.3 Comparación económica de los diversos sistemas propuestos:

Resumiendo los resultados obtenidos , se tiene (en pesos mexicanos) :

Concepto de gasto	Loops	Juntas de expansión	
		A.Resolución axial	B.Resolución lateral
1.Costo del sistema incl. aislamiento	486 123	279 773	159 722
2.gasto adicional anual por caída de presión.	(169 517)	(30 159)	(31 415)
- calculado a pesos actuales con un tiempo de recuperación de la inversión de 5 años al 13% p.a.	673 739	119 866	124 858
Inversión equivalente a pesos actuales	1 159 862	399 639	284 580

CONCLUSION : En este caso, la resolución lateral con un loop compuesto por 4 juntas de expansión de fuelle con mov. rotular, proporciona la solución más económica.

- B I B L I O G R A F I A -

1. S. Crocker "Piping Handbook" 5th Edition Mc. Graw Hill Book Co. Editado por Reno C. King 1967
2. The M.W. Kellogg Co. "Design of Piping Systems" 2nd Edition John Wiley & Sons, Inc. 1967
3. Herman C. Heese and J. Henry Rushton "Process Equipment Design" 9th. Printing D. Van Nostrand Co. Inc. 1962
4. John H. Perry "Chemical Engineer's Handbook" 4th Edition Mc. - Graw Hill Book Co. Inc. 1963
5. Mc. Lean and Nelson "Engineering Mechanics " 2nd. Edition Sdnum Publishing Co. 1962
6. W. Nash "Resistencia de Materiales" Libros Mc. Graw Hill "Serie d de compendios Schaum" 1969
7. "Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc." 3rd. Edition 1969
8. F. W. Sears y M. W. Zemansky "Fisica General" Aguilar 4a. Edición 1963
9. A.S. Foust, Wenzel, Clump, Maus, Andersen "Principles of Unit Operations" John Wiley & Sons, Inc. 1960
10. Cia. Fundidora de Hierro y Acero de Monterrey, S.A. "Manual para constructores" 1965
11. M.R. Spiegel "Manual de Fórmulas y Tablas Matemáticas" Libros Mc. Graw Hill "Serie de Compendios Shaum" 1970
12. Mc. Cabe And Smith "Unit Operations of Chemical Engineering" International Student Edition. Mc. Graw Hill Book Co. 1956
13. Crane, Technical paper No. 410 "Flow of Fluids Through valves, fittings and pipe" 1965
14. "Youngstown Tubular Training Program" Continental Emsco Co. Industrial Relations Dept. Training Division
15. V.M. Faires "Thermodynamics" 4th Edition. The Macmillan Co. 1962
16. V.M. Faires "Problems on Thermodynamics" 4th Edition. The Macmillan Co. 1962
17. R.F. Dodge "Chemical Engineering Thermodynamics" Int. Student Edition. Mc Graw Hill Book Co. Inc. 1944
18. Houghen, Watson, Rafatz "Chemical Process Principles, Thermodynamics 2nd. Edition John Wiley & Sons, Inc, 1964
19. A.W. Heath "Designing with Expansion Joints" Reprint from Mechanical Engineering July 1968.

Catálogos e información técnica proporcionada por los siguientes fabricantes:

1. Aeroquip Corporation. Barco Division
2. Avica Corporation
3. Process Engineering Inc. (Dynacon)
4. Pathway Bellows Inc. A. Subsidiary of Callahan Mining Corp.
5. Anaconda, Metal Hose Division
6. Zallea Brothers, Inc. Subsidiary of Resistoflex Corp.
7. Marquette^v Coppersmithing Company
8. Kopperman Industries
9. Arrowhead Products Div. of Federal Mogul Corp.
10. Smith - Blair, Inc.
11. Raybestos Manhattan Inc. Industrial Rubber & Packing Div.
12. Hydril Co.
13. Fabricating Engineering Co. Div. of Fecox Industries LTD
14. Pelfab. Unit of Bailey Meter Co.