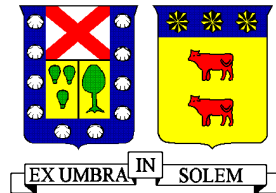


UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

VALPARAISO - CHILE



APLICACION DE JUNTAS DE EXPANSIÓN EN PLANTAS INDUSTRIALES

CALCULO Y DISEÑO

MAURICIO ANTONIO ALVAREZ RAMIREZ

Memoria para optar al Título de

Ingeniero Mecánico Industrial

Profesor Guía

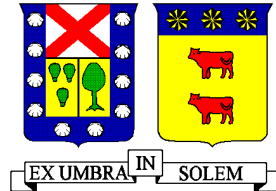
Ing. Mario Villa Durán

Noviembre de 2017

UNIVERSIDAD TECNICA FEDERICO SANTA MARIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

VALPARAISO – CHILE



APLICACION DE JUNTAS DE EXPANSIÓN EN PLANTAS INDUSTRIALES

CALCULO Y DISEÑO

Memoria de titulación presentado por

MAURICIO ANTONIO ALVAREZ RAMIREZ

Como requisito parcial para optar al título de

Ingeniero Mecánico Industrial

Profesor Guía

Ing. Mario Villa Durán

Ing. Jaime Espinoza Silva

Noviembre de 2017

Resumen

Las juntas de expansión son de amplia utilización en la industria, sin embargo, al ser elementos puntuales dentro de una planta o instalación, en general la especificación y selección de cada uno de estos dispositivos se encarga a un especialista que en muchos casos puede ser el proveedor o representante de la marca de los mismos.

En el presente trabajo de titulación se exponen diferentes tipos de juntas de expansión, los materiales disponibles, como determinar cuándo se requiere de la utilización de una junta, las herramientas para hacerlo y los puntos de atención importantes para tener en cuenta al momento de seleccionar una junta.

También se desarrolla el cálculo de un fuelle metálico de una junta según la norma EJMA para ciertas condiciones dadas, de tal manera de poder mostrar el método de cálculo, el cual será complementado con el cálculo de la vida útil del dispositivo.

Por otro lado, se propone realizar un análisis modal de fallos y efectos (AMFE) para el estudio de las solicitaciones que puedan ocurrir durante la utilización de una junta de expansión en un circuito de cañerías.

Como una forma de complementar la utilización de una junta de expansión, se realizará una recomendación para el mantenimiento preventivo con base en AMFE.

Abstract

Expansion joints are widely used in industry, however, are specific elements in a plant or installation and in general the specification and selection of each of these devices is handled by a specialist, who in many cases can be the supplier.

The present work, expose types of expansion joints, the available materials, how to select it and when it is required the use of an expansion joint, the tools to do it and the important points of attention to take into account when selecting a joint.

It is also developed the calculation of a metal bellows according to EJMA, for given conditions, in order to revise the calculation form. It will be complemented with the calculation of useful life of the device.

On the other hand, it is proposed to perform a modal analysis of faults and effects (AMFE) for the analysis of requirements that may occur during the use of an expansion joint in a piping circuit.

As a way of complementing the use of an expansion joint, a recommendation will be made for AMFE-based preventive maintenance.

Glosario

- **AMFE:** Análisis modal de fallos y efectos.
- **EJMA:** Expansion Joint Manufacturers Association.
- **ASME:** American Society of Mechanical Engineers.
- **FRP:** Fuerza de reacción por presión.
- **TIG:** "Tungsten inert gas" (welding system), soldadura arco con electrodo de tungsteno.
- **NPR:** Número de prioridad de riesgo.

INDICE

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | INTRODUCCION | 10 |
| 2 | LAS JUNTAS DE EXPANSION | 12 |
| 3 | APLICACIONES INDUSTRIALES DE JUNTAS DE EXPANSION | 13 |
| 3.1 | EXPANSIONES TÉRMICAS | 13 |
| 3.2 | CARGAS EN BOQUILLAS | 14 |
| 3.3 | DESALINEAMIENTOS Y ASENTAMIENTOS | 14 |
| 3.4 | VIBRACIONES | 15 |
| 3.5 | DESPLAZAMIENTOS SÍSMICOS | 16 |
| 4 | MATERIALES DE UNA JUNTA DE EXPANSION | 18 |
| 4.1 | JUNTAS DE EXPANSIÓN DE GOMA | 18 |
| 4.2 | JUNTAS DE EXPANSIÓN METÁLICAS | 19 |
| 4.3 | JUNTAS DE EXPANSIÓN DE TELA | 21 |
| 4.3.1 | <i>Temperatura</i> | 23 |
| 4.3.2 | <i>Ataque químico</i> | 23 |
| 4.3.3 | <i>Movimientos</i> | 24 |
| 4.3.4 | <i>Abrasión</i> | 24 |
| 4.3.5 | <i>Variaciones en la presión</i> | 24 |
| 4.3.6 | <i>Materiales</i> | 25 |
| 5 | MOVIMIENTOS DE UNA JUNTA DE EXPANSION | 26 |
| 5.1 | TIPOS DE MOVIMIENTOS EN UNA JUNTAS DE EXPANSIÓN | 26 |
| 6 | TIPOS DE JUNTAS DE EXPANSIÓN | 28 |
| 6.1 | JUNTA DE EXPANSIÓN SIMPLE | 28 |
| 6.2 | JUNTA DE EXPANSIÓN CON BISAGRAS | 29 |
| 6.3 | JUNTA DE EXPANSIÓN CARDÁNICA | 30 |
| 6.4 | JUNTA DE EXPANSIÓN SIMPLE CON TIRANTES | 30 |
| 6.5 | JUNTA DE EXPANSIÓN UNIVERSAL | 31 |
| 6.6 | JUNTA DE EXPANSIÓN BALANCEADA PARA CODO. | 32 |
| 6.7 | JUNTA DE EXPANSIÓN BALANCEADA EN LÍNEA | 33 |
| 6.8 | JUNTA DE EXPANSIÓN SOMETIDA A PRESIÓN EXTERNA | 34 |
| 6.9 | TIPOS DE FUELLES | 35 |
| 7 | SELECCION DE UN JUNTA DE EXPANSIÓN | 38 |
| 7.1 | ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD DE CAÑERÍAS | 38 |

| | | |
|-----------|--|-----------|
| 7.2 | CÁLCULO DE FLEXIBILIDAD DE CAÑERÍAS | 41 |
| 7.3 | EFFECTO DE LA PRESIÓN INTERNA | 43 |
| 7.4 | RIGIDEZ EN UNA JUNTA | 45 |
| 7.5 | JUNTA AMORTIGUADORA DE VIBRACIONES..... | 46 |
| 8 | CALCULO DE FUELLE SEGUN NORMA EJMA | 50 |
| 8.1 | DEFINICIÓN DE CONDICIONES..... | 51 |
| 8.2 | CÁLCULO Y DISEÑO DE UN FUELLE | 52 |
| 8.2.1 | <i>Ecuaciones de Diseño.....</i> | <i>53</i> |
| 9 | VIDA ÚTIL DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN | 57 |
| 10 | FALLAS EN JUNTAS DE EXPANSIÓN..... | 59 |
| 10.1 | FALLA POR FATIGA | 59 |
| 10.2 | INESTABILIDAD DEL FUELLE | 60 |
| 10.3 | OTRAS FALLAS..... | 61 |
| 10.4 | CASOS DE FALLAS..... | 62 |
| 11 | ANALISIS DE FALLOS Y EFECTOS (AMFE) | 65 |
| 11.1 | ANTECEDENTES | 65 |
| 11.2 | MÉTODO NÚMERO DE PRIORIDAD DE RIESGO, NPR..... | 66 |
| 11.2.1 | <i>Proceso de realización.....</i> | <i>66</i> |
| 11.2.2 | <i>Índices de evaluación.....</i> | <i>67</i> |
| 11.2.3 | <i>Número de Prioridad de Riesgo.....</i> | <i>69</i> |
| 11.2.4 | <i>Proponer acciones de mejora.....</i> | <i>69</i> |
| 11.3 | AMFE APLICADO | 69 |
| 11.3.1 | <i>Análisis de resultados.....</i> | <i>71</i> |
| 12 | MANTENIMIENTO PREVENTIVO..... | 72 |
| 12.1 | INSTALACIÓN..... | 72 |
| 12.2 | INSPECCIÓN DE LA INSTALACIÓN DURANTE Y POSTERIOR A LA PRUEBA DE PRESIÓN..... | 72 |
| 12.3 | INSPECCIÓN PERIÓDICA EN SERVICIO | 73 |
| 13 | CONCLUSIONES | 74 |
| 14 | REFERENCIAS..... | 75 |
| 15 | ANEXOS..... | 76 |

INDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Fig. 2-1 Junta de expansión simple con tirantes ("single expansion joint w/ tie rod"). | 12 |
| Fig. 3-1 Manifold descarga gases producto de la combustión (450°C). | 13 |
| Fig. 3-2 Junta expansión de tela para absorber dilataciones térmicas. | 13 |
| Fig. 3-3 Junta metálica instalada en succión y descarga de compresor de aire. | 14 |
| Fig. 3-4 Junta instalada en succión de bomba. | 15 |
| Fig. 3-5 Junta en un ventilador. | 15 |
| Fig. 3-6 Descarga de un generador diesel a 450°C (recomendada por el fabricante). | 16 |
| Fig. 3-7 Junta universal con tie-rod de 2.3 metros de largo. | 16 |
| Fig. 3-8 Junta universal con tie-rod. Detalle. | 17 |
| Fig. 3-9 Junta universal con tie-rod. Modelo para análisis de flexibilidad. | 17 |
| Fig. 4-1 Junta de expansión de goma | 18 |
| Fig. 4-2 Junta de expansión de tela. | 21 |
| Fig. 4-3 Sección de junta de expansión de tela. | 22 |
| Fig. 4-4 Junta de expansión de tela con aislante. | 23 |
| Fig. 4-5 Junta de expansión de tela con aislante. | 24 |
| Fig. 6-1. Junta de expansión Simple ("single expansion joint"). | 28 |
| Fig. 6-2 Junta de expansión con bisagras ("hinge expansion joint"). | 29 |
| Fig. 6-3 Junta de expansión cardánica ("gimbal expansion joint"). | 30 |
| Fig. 6-4 Junta de expansión simple con tirantes ("single expansion joint with tie rods"). | 31 |
| Fig. 6-5 Junta de expansión universal ("universal expansion joint"). | 31 |
| Fig. 6-6 Junta de expansión autobalanceada ("pressure balanced elbow expansion joint"). | 33 |
| Fig. 6-7 Junta de expansión autobalanceada ("pressure balanced in line expansion joint"). | 33 |
| Fig. 6-8 Sección junta de expansión autobalanceada. | 34 |
| Fig. 6-9 Junta de expansión sometida a presión externa ("externally pressure expansion joint"). | 35 |
| Fig. 6-10 Fuelle perfil U. | 35 |
| Fig. 6-11 Fuelle perfil U con anillo de refuerzo. | 36 |
| Fig. 6-12 Fuelle perfil toroidal | 36 |
| Fig. 6-13 Fuelle diafragma | 36 |
| Fig. 6-14 Fuelle multicapa | 37 |
| Fig. 7-1 Análisis de flexibilidad de cañerías y junta de expansión modelado en Caesar II. | 40 |
| Fig. 7-2 Deformaciones por operación (expansión térmica) | 42 |

| | |
|---|----|
| Fig. 7-3 Deformaciones por sismo | 42 |
| Fig. 7-4 Presión interna en un recipiente cilíndrico. | 44 |
| Fig. 7-5 Efecto en recipiente cilíndrico de paredes móviles. | 44 |
| Fig. 7-6 Efecto en un fuelle..... | 44 |
| Fig. 7-7 Rigidez en un fuelle..... | 46 |
| Fig. 7-8 Vibraciones..... | 47 |
| Fig. 7-9 Instalación junta antivibratoria. | 48 |
| Fig. 7-10 Instalación junta antivibratoria. | 49 |
| Fig. 8-1 Collar. | 53 |
| Fig. 9-1 Vida en fatiga..... | 58 |
| Fig. 10-1 Estabilidad del fuelle | 60 |
| Fig. 10-2 "Squirm" ó serpienteo..... | 61 |
| Fig. 10-3 Juntas en succión y descarga de compresor de aire..... | 62 |
| Fig. 10-4 Juntas en succión y descarga de compresor de aire..... | 63 |
| Fig. 10-5 Juntas en succión de bomba..... | 64 |

1 INTRODUCCION

Según la "Expansion Joint Manufacturers Association" (EJMA), una junta de expansión, es cualquier dispositivo que contenga uno o más fuelles usados para absorber cambios dimensionales como los causados por la expansión o contracción térmica de una tubería, ducto o equipo.

En las plantas industriales, donde hay equipos y tuberías a distintas temperaturas, y especialmente cuando son altas, es común encontrarse con juntas de expansión. Estos elementos son capaces de absorber movimientos de tuberías y/o equipos debidos principalmente a los efectos de la dilatación producidos por la temperatura según sea el fluido transportado o por movimientos de otro origen como los esperados en estructuras ocasionados por un sismo, vibraciones, etc. Estas deformaciones, pueden fácilmente dañar las boquillas de los equipos, causar desalineamientos, fugas en uniones bridadas o fisuras en tuberías. El espacio disponible en las instalaciones industriales, en algunas ocasiones, es una restricción más, por lo que hacer diseños de tuberías flexibles es muy difícil y el uso de juntas de expansión se hace necesario sobre todo cuando se tienen grandes diámetros.

En otros casos, la pérdida de energía por el uso de codos debe evitarse, por lo tanto, el uso de juntas de expansión se hace recomendable.

Se sabe que los equipos rotatorios generan vibraciones que son traspasadas a las tuberías que se encuentran conectadas a ellos, por lo que para estos casos las juntas de expansión actúan como un aislante de vibraciones, también se usan como un compensador de los posibles desalineamientos en montaje en equipos sensibles que admiten bajas cargas en boquillas como las turbinas.

Dentro de los materiales habituales en la confección de fuelles para juntas se encuentran: aleaciones de acero, aceros inoxidable, elastómeros (gomas) y las telas.

La determinación de los materiales de cada fuelle depende de cada aplicación, las condiciones de operación más relevantes, es decir, presión y temperatura, además del fluido que pasará a través la junta y la posible corrosión a la que pueda estar sometida.

En el presente trabajo se propone analizar los tipos de juntas de expansión que existen y sus aplicaciones en la industria, además del cálculo de un fuelle metálico según EJMA y los resultados obtenidos serán comparados con los de un fuelle existente. Las juntas son elementos muy importantes y sensibles, que al estar sometido a una condición de cargas cíclicas las cuales

dependerán de cada instalación, se hace necesario poder estimar la vida útil de un fuelle por lo que se incluye el estudio y cálculo de ésta.

Debido a lo crítico de estos elementos, se realiza un estudio de análisis modal de fallos y efectos (AMFE), en el cual se espera obtener una estimación de las fallas potenciales del sistema y luego de este análisis, se propondrán medidas y procedimientos para la mantención preventiva de las juntas de expansión.

2 LAS JUNTAS DE EXPANSION

Las juntas de expansión corresponden esencialmente a una sección o trozo especial de tubería conformada con uno o varios arcos (convoluciones) o fuelles, que son las que otorgan la flexibilidad necesaria, convirtiéndose en la unidad principal de una junta.



Fig. 2-1 Junta de expansión simple con tirantes ("single expansión joint w/ tie rod").

Esta configuración sirve de base para mostrar diversos dispositivos que, si bien tienen como parte principal una junta de expansión, se pueden encontrar con otros elementos que la hacen más apropiada para cada situación.

En las aplicaciones industriales, las juntas de expansión se diseñan para lograr una o más de las siguientes funciones:

- Absorber las deformaciones del sistema de cañerías producidas por expansiones térmicas.
- Disminuir cargas en boquillas impuestas por la cañería en equipos.
- Compensar desalineamientos y asentamientos.
- Evitar la transferencia de vibraciones.
- Absorber los desplazamientos impuestos a cañerías por estructuras en caso de sismo.

En el diseño y selección de una junta de expansión, es muy importante la presión interna a la que estará sometida, las deformaciones impuestas y la cantidad de ciclos asociados a estas deformaciones. Para evitar el desgaste, erosión y/o corrosión, se debe conocer en detalle el tipo y la temperatura del fluido que circulará a través de la junta. Estos son los datos básicos para poder seleccionar una junta de expansión.

3 APLICACIONES INDUSTRIALES DE JUNTAS DE EXPANSION

La necesidad de la utilización de una junta de expansión puede tener una o varias razones en forma simultánea que se deben tener en cuenta y ser adecuadamente evaluadas al momento de diseñar una instalación industrial.

3.1 Expansiones térmicas

La aplicación más habitual de las juntas de expansión en las plantas industriales, corresponden a las que se utilizan para absorber las dilataciones térmicas, ya que la expansión genera cargas que en general no pueden ser absorbidas por los equipos, poniendo a estos últimos en una condición de riesgo debido a que se pueden producir fallas mecánicas por las altas tensiones producidas por los cambios de longitud, sobre todo en las boquillas de cada equipo. Las cañerías y su soportación también pueden estar sometida a altas tensiones ocasionadas por las deformaciones térmicas en las que una junta de expansión puede ayudar si se encuentra en la ubicación apropiada.



Fig. 3-1 Manifold descarga gases producto de la combustión (450°C).



Fig. 3-2 Junta expansión de tela para absorber dilataciones térmicas.

3.2 Cargas en boquillas

En algunos casos los fabricantes indican las cargas admisibles para las boquillas de los equipos, las que habitualmente son difíciles de cumplir, es por ello que el especialista luego de un riguroso análisis y de comprobar que no es posible cumplir con los requerimientos del fabricante del equipo, recomienda la instalación de una junta de expansión. Se debe tener en cuenta que la boquilla debe cumplir con las cargas en operación y en los casos ocasionales de sismo. Para analizar este caso, es imprescindible un análisis de flexibilidad con un software especializado.



Fig. 3-3 Junta metálica instalada en succión y descarga de compresor de aire.

3.3 Desalineamientos y asentamientos

En el montaje de equipos industriales existen desviaciones que se presentan durante la fase de construcción, incluso los mismos equipos tienen tolerancias de fabricación, es por ello que como una facilidad en el montaje y evitar rehacer trabajos para solucionar desalineamientos y cualquier desviación, es que se utilizan juntas de expansión en las cañerías a las que se conectan los equipos que eliminan y facilitan los problemas en obra.

Los asentamientos se pueden calcular en la fase de proyecto de una planta industrial, sin embargo, son estimaciones y pueden existir diferencias con lo que ocurre en la práctica. Se podría dar la situación en la que un equipo se asiente cuando se encuentra operando, produciéndose tensiones en las boquillas que conectan, es por ello que algunos fabricantes recomiendan la utilización de juntas de manera de proteger los equipos para evitar tensiones altas en las boquillas.

En ocasiones los diseños en la fase de proyecto, ofrecen pocas opciones en el caso de que se presentes desalineamientos, asentamientos o cualquier otro problema. Es aquí donde una junta

puede ser de gran ayuda, como la que se muestra en la figura 3-4 que corresponde a una bomba que succiona desde un tanque de hormigón.

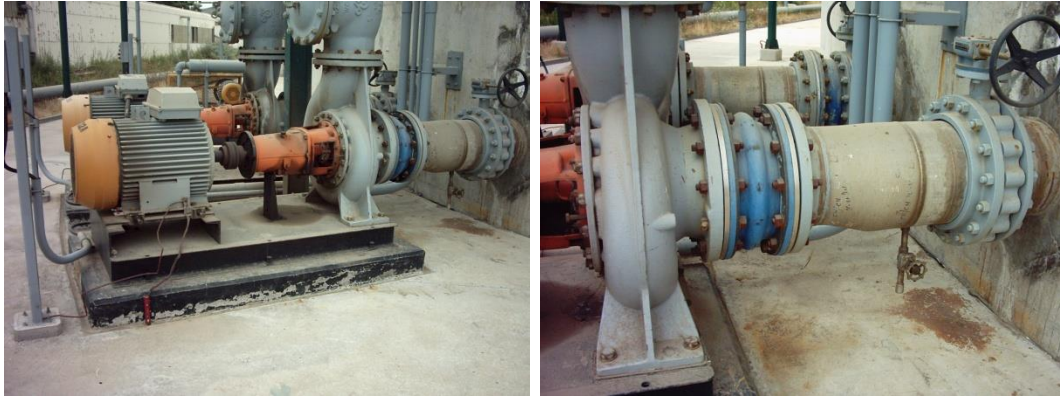


Fig. 3-4 Junta instalada en succión de bomba.

3.4 Vibraciones

Cuando en las plantas industriales existen equipos que generan vibraciones, es muy común que se utilicen juntas que puedan evitar que estas vibraciones se propaguen a través de los sistemas de tuberías logrando que el equipo funcione de forma aislada evitando fallas en las cañerías por fatiga ocasionadas por los movimiento repetitivos e incluso evitando que las vibraciones ocasionadas por la máquina se pudieran igualar con la frecuencia natural del sistema de cañerías impidiendo así la resonancia.



Fig. 3-5 Junta en un ventilador.



Fig. 3-6 Descarga de un generador Diesel a 450°C (recomendada por el fabricante).

3.5 Desplazamientos sísmicos

En las plantas industriales, las cañerías van de un lado a otro y en ocasiones discurren en altura por estructuras diferentes, o sea, pueden cruzar de una estructura a otra. Si se tiene en cuenta el caso de desplazamientos por sismo, es muy seguro que ambas estructuras por las que pasa la cañería pueden tener fases y amplitudes diferentes al momento de moverse tensionando la cañería o ducto y de no contar con la flexibilidad suficiente para absorber las deformaciones, entonces se requerirá de la utilización de una junta de expansión.

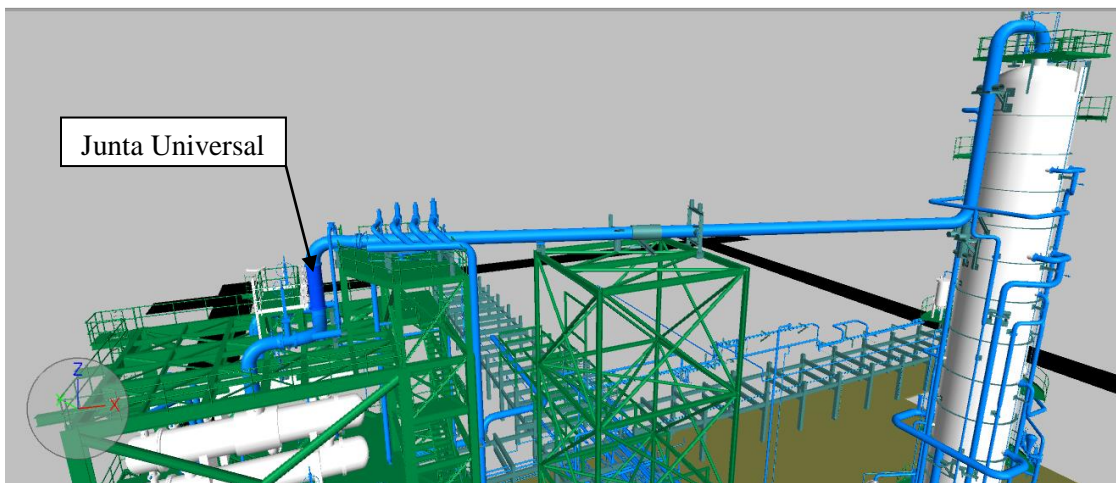


Fig. 3-7 Junta universal con tie-rod de 2.3 metros de largo.

La fig. 3-7 muestra una junta de expansión universal (dos fuelles) con tie-rod, de 2.3 metros de largo, instalada para absorber la deformación térmica y los desplazamientos sísmicos de estructuras y equipos involucrados en el sistema.

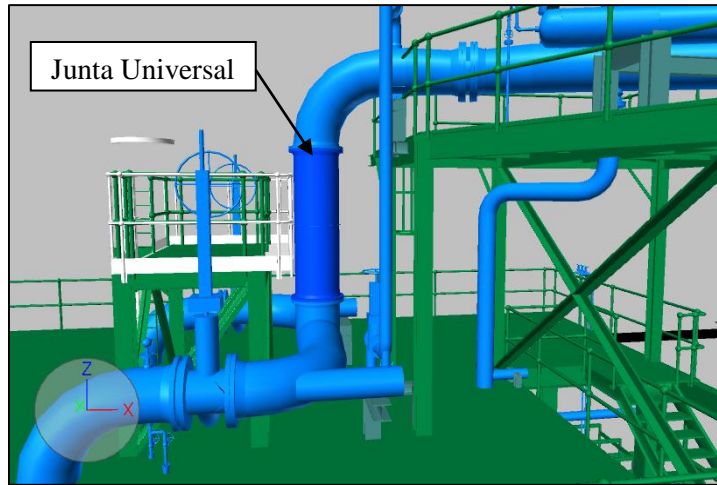


Fig. 3-8 Junta universal con tie-rod. Detalle.

Para la cuantificación correcta de la deformación por operación y la esperada por los movimientos sísmicos a la que está sometida la junta, para la situación mostrada en la figura 3-7, lo más recomendable es recurrir a la realización de un análisis de flexibilidad de cañerías como muestra en la fig. 3-9, del modelo realizado en el software Caepipe, para esa aplicación.

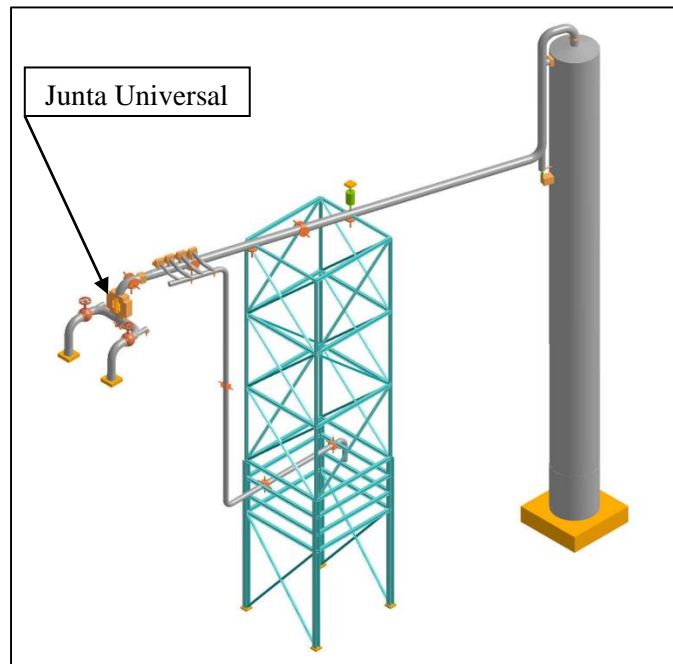


Fig. 3-9 Junta universal con tie-rod. Modelo para análisis de flexibilidad.

4 MATERIALES DE UNA JUNTA DE EXPANSION

Los materiales que se utilizan en la confección de las juntas de expansión en cañerías y ductos en aplicaciones industriales para la confección del fuelle son principalmente: gomas, metales o telas.

Para la selección de cada junta, es muy importante corroborar principalmente la información del fabricante en cuanto a los rangos de presión que resiste y la temperatura máxima, también es importante la recomendación del material para el tipo de fluido y las deformaciones admisibles a la que estará sometida la junta.

4.1 Juntas de expansión de goma

Las juntas de polímeros son muy utilizadas en la industria, sobre todo en la minería, ya que, debido a las características de los fluidos transportados, éstas se encuentran sometidas a condiciones de presión, temperatura, exigencias químicas y de abrasión, a las que los elastómeros resisten adecuadamente.



Fig. 4-1 Junta de expansión de goma

Estas juntas son utilizadas para absorber dilataciones térmicas, reducción de vibraciones, ruidos y corregir desalineamientos de montajes.

Un polímero es un producto muy versátil, que se puede utilizar en diferentes procesos productivos. Las juntas de expansión son fabricadas en Viton, Neopreno, nitrilo, caucho natural, butilo, Hypalon etc. Generalmente se emplean múltiples capas o telas de poliéster, Nylon, Kevlar impregnadas de caucho y/o con refuerzos metálicos.

Dependiendo de las condiciones de operación, pueden suministrarse con bridas fijas o giratorias según requerimiento.

Tabla 4-1. Materiales y aplicaciones:

| MATERIAL INTERIOR | MATERIAL EXTERIOR | TEMP. MAX. C° | APLICACIONES |
|--------------------------|--------------------------|----------------------|--|
| EDPM | EPDM | 90 | Agua caliente, agua de refrigeración con soluciones salinas. |
| EPDM HT | EPDM HT | 130 | Agua caliente, aire caliente. |
| NITRILO | NITRILO | 90 | Agua, soluciones salinas, alcalinas, aceites minerales, aceites vegetales o animales, butano o gas propano, etc. |
| NITRILO BLANCO | NITRILO | 90 | Agua potable, alimentos incluyendo grasas y aceites. |
| HYPALON | NEOPRENO | 90 | Ácidos fuertes y/o concentrados, etc. Aire comprimido con contenidos de aceites. |
| SBR | NEOPRENO | 90 | Transporte de relaves con piedras, calcio. |
| VITON | EPDM | 90 | Productos químicos altamente agresivos (ácidos fuertes, solventes aromáticos) |
| NEOPRENO | NEOPRENO | 90 | Agua, agua caliente, agua de mar, aire y ácidos débiles. |

Fuente: MACOGA ENGINEERED EXPANSION JOINT.

4.2 Juntas de expansión metálicas

Las juntas de expansión con fuelle y estructura de metal, corresponden a las más utilizadas en la industria, particularmente en la petroquímica debido a que el material constructivo presenta las propiedades adecuadas para resistir presión y temperaturas más elevadas simultáneamente, además es la más apropiada al momento de estar expuesta a un posible incendio. En cuanto al tipo específico de cada material, este dependerá principalmente del tipo de fluido que circule por la junta y la corrosión que pueda causar.

Fuelles

El fuelle es el elemento flexible de la junta de expansión, debe ser capaz de contener la presión interna (que genera tensiones circunferenciales) y a la vez flexible para absorber las deformaciones a la que estará sometido en forma repetitiva y con la mínima resistencia posible.

La mayoría de las estructuras son diseñadas para disminuir la deformación cuando es producida por fuerzas externas, sin embargo, las juntas de expansión aceptan deformaciones repetitivas con

movimientos que se traducen en tensiones y éstas tensiones deben ser las mínimas posibles para que las deformaciones repetidas no resulten en una falla anticipada por fatiga. Reducir el esfuerzo de flexión que se produce por una deformación, puede ser tarea sencilla si se reduce el espesor del elemento que se está sometiendo a flexión, que en el caso del fuelle es una onda de la junta.

Una onda o convolución de la junta, que contiene la presión (en cierta manera es un recipiente contenedor de presión), debe tener un espesor suficiente para contener las tensiones inducidas en la membrana y que deben ser menores que la tensión admisible del material a la temperatura que se está diseñando. Este conflicto, espesor para contener la presión pero que debe ser lo suficientemente fino para que tenga flexibilidad, es el gran problema que se presenta en el diseño de una junta de expansión.

Todos los materiales que son susceptibles de ser utilizados en la fabricación de fuelles deben ser soldables y con una adecuada capacidad de alargamiento. Pueden ser conformados a partir de la mayoría de los materiales dúctiles que pueden ser soldados a través del sistema de soldadura T.I.G. debido a que dan como resultado una soldadura de estructura homogénea.

En la práctica la selección queda limitada en función de los siguientes criterios:

- Resistencia a la corrosión respecto de los fluidos más comúnmente utilizados, en particular agua sobrecalentada y vapor, tanto saturado como recalentado.
- Resistencia a la fatiga siendo preferibles aquellos que poseen un elevado límite de fatiga frente a flexión constante.
- Soldabilidad con los materiales más comúnmente utilizados en la fabricación de tuberías y accesorios.

Es imprescindible que los diseñadores que especifican y compran juntas de expansión tengan una consideración especial en la selección del material de fuelle debido a que un fluido varía de un sistema a otro y que la mayoría de las especificaciones de los fluidos no reflejan exactamente lo que realmente ocurrirá durante el funcionamiento del sistema.

En caso de que exista alguna duda sobre la correcta selección del material para el fuelle, se recomienda que se consulte a un metalúrgico especializado.

Los materiales más habituales en la confección de fuelles son los siguientes:

Tabla 4-2. Materiales para fuelles.

| Material Type | ASTM* Material Specification |
|----------------------|-------------------------------------|
| 304 S/S | A-240 |
| 304L S/S | A-240 |
| 316 S/S | A-240 |
| 316 L S/S | A-240 |
| 321 S/S | A-240 |
| Monel® 400 | B-127 |
| Inconel® 600 | B-168 |
| Inconel® 625 | B-443 |
| Incoloy® 800/800H | B-409 |
| Incoloy® 825 | B-424 |
| Hastelloy® C-276 | B-575 |

Fuente: U.S. BELLOW.

4.3 Juntas de expansión de tela

Las juntas de tela conocidas como "Fabric expansion joint", se utilizan para compensar desalineamientos y expansiones térmicas en ductos de gran diámetro, muy habituales en plantas industriales de potencia (power plant) donde se realizan procesos de combustión con calentamiento y transporte de gases.



Fig. 4-2 Junta de expansión de tela.

Las juntas de expansión de tela se encuentran donde se necesite transportar gases calientes a bajas presiones, tales como los ductos de entrada de aire y salida de los gases en grandes procesos de combustión.

Las juntas de expansión de tela pueden absorber mayores movimientos que las juntas de expansión metálicas y no presentan cargas de reacción debido a la ausencia de rigidez del fuelle. Este punto es muy importante ya que no transmiten cargas a boquillas de equipos y/o entre los elementos que conectan.

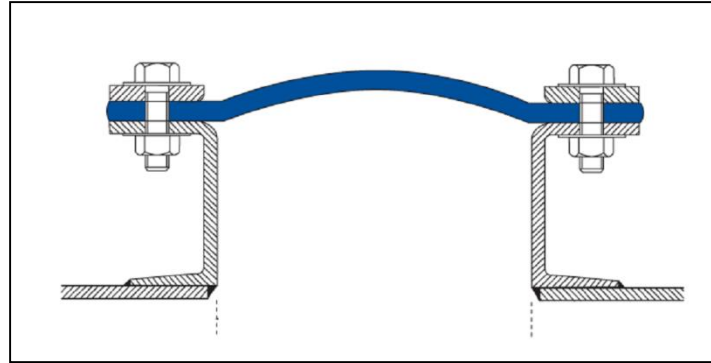


Fig. 4-3 Sección de junta de expansión de tela.

La junta de expansión de tela se instala entre dos ductos donde se producirá el movimiento. Esta junta cuenta de dos elementos principales: la tela que produce el sello y los marcos metálicos. La tela que sella, es un anillo cerrado, como una banda o correa, con los bordes sujetos en todo el rededor de los marcos o bastidores metálicos que a su vez están conectados con los extremos de los ductos. Según los extremos de los ductos se mueven, la tela que sella se deforma. El material de la tela debe ser capaz de deformarse sin romperse o fugar a pesar de que esté sometido a altas temperaturas y/o a servicios corrosivos.

En algunos casos se utilizan componentes adicionales; como mantas aislantes para temperatura, barrera para la acumulación de fluidos o revestimientos para proteger el material de la tela del flujo.

El principio de diseño de una junta de expansión de tela radica principalmente en ella, por lo que corresponde al elemento a proteger de modo que pueda absorber el movimiento mientras que conserva la estanqueidad. La vida útil de la tela puede disminuir por muchos factores, estos factores pueden ser; temperatura excesiva, servicios corrosivos severos, exposición a partículas abrasivas, movimientos excesivos, peso de material particulado acumulado en la junta, altas presiones internas. La calidad del diseño de la junta de expansión es proporcional a la información disponible en la fase de diseño.

4.3.1 Temperatura

Las telas que se utilizan en el sello, tienen propiedades y límites específicos para su aplicación a cada temperatura, aproximadamente 200°C. La adición de materiales aislantes entre el fluido transportado y la tela podrá extender la vida del material. La magnitud de la temperatura determinará el espesor del aislamiento a utilizar y si se requiere de algún otro elemento adicional. Las cintas que se utilizan para fijar la tela, deben estar lo suficientemente alejadas para no conducir el calor. Se debe permitir que el aislamiento externo no limite la disipación de calor hacia el exterior para el adecuado comportamiento de las telas.

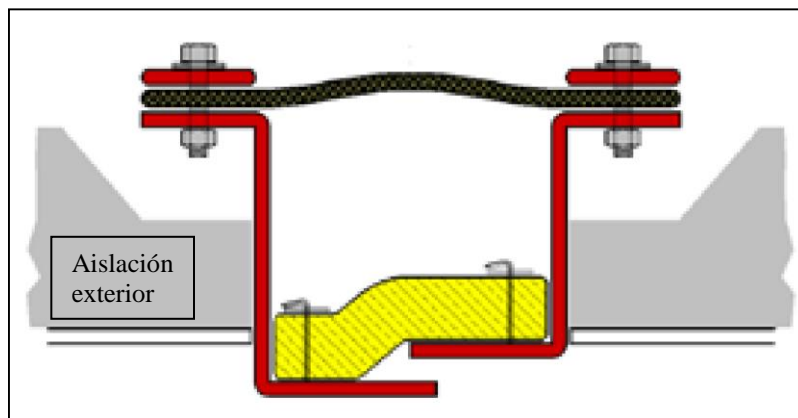


Fig. 4-4 Junta de expansión de tela con aislante.

Con la adición de material aislante interno, que sirve para proteger la tela, se pueden alcanzar los 650°C, incluso un diseño especial podría llegar a los 1000°C (referencia US Bellow). Es muy importante evaluar lo indicado por cada fabricante ya que pueden existir variaciones en los límites de temperatura ya que se deben complementar con las presiones de trabajo de la junta.

4.3.2 Ataque químico

Cuando una aplicación no está sometida a altas temperaturas, puede estar sometida a otros diferentes problemas como, por ejemplo, cuando hay bajas temperaturas en los gases productos de la combustión, se puede producir una condensación corrosiva. En estas situaciones, se requiere de la protección de una barrera química (revestimiento interno) para proteger la junta. El aislamiento externo sobre la junta puede evitar o reducir la condensación y la pérdida de calor.

4.3.3 Movimientos

Generalmente, los movimientos pueden ocurrir a lo largo del eje axial del ducto (usualmente compresión y ocasionalmente extensión) o pueden ser movimientos laterales. El poder manejar estos desplazamientos, dependerá del ancho de la junta de expansión.

Para la compresión se sigue una relación entre el ancho de la correa (belt span) instalada y el movimiento aproximado de 4:1 (U.S. Bellow). La capacidad lateral está influenciada por la cantidad de holgura en la banda de la junta. La compresión axial otorga holgura para la deformación lateral simultánea. En ciertas situaciones, hay desplazamiento lateral en la condición de instalación, esto puede necesitar de una "pre compresión" de la junta para disponer de mayor ancho de la banda.

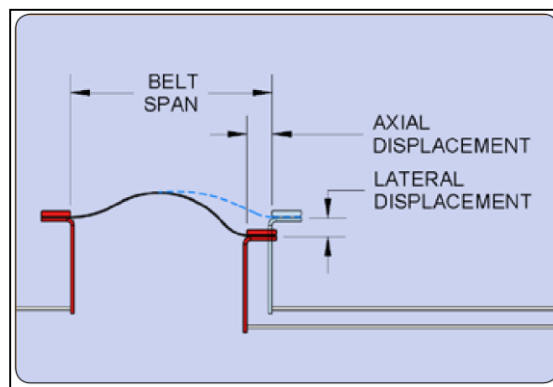


Fig. 4-5 Junta de expansión de tela con aislante.

4.3.4 Abrasión

En ductos que se utilizan para transportar gases de la combustión con partículas, se necesita utilizar un revestimiento para proteger a la correa o banda de la junta de la exposición directa. Si la presión es negativa (vacío), se debe aumentar la separación de la correa con el flujo de gas, para evitar que la correa sea arrastrada hacia la corriente de gas o contra el revestimiento interno. Se debe procurar que las superficies internas en la junta no presenten cantos y que deben ser superficies lisas libre de rugosidades y con cantos redondeados.

4.3.5 Variaciones en la presión

Las juntas de expansión expuestas a repentinos cambios de presión, como en las zonas cercanas a ventiladores y dampers, pueden causar que la tela aletee y aparezcan grietas. El utilizar tela más rígida, con un revestimiento interno y el aumento del diámetro son los pasos a seguir para evitar el aleteo.

4.3.6 Materiales

Los materiales más utilizados en las juntas de expansión de tela se indican en el siguiente cuadro:

| Temperatura | Materiales | Ventajas | Aplicaciones |
|--------------------------|---|--|--|
| BAJA Ambiente - 120°C | <ul style="list-style-type: none"> • Butyl Rubber • Neoprene • Viton | <ul style="list-style-type: none"> • Alta resistencia a la tracción • Resistencia al ozono y la intemperie | <ul style="list-style-type: none"> • Agua caliente y fría • Vapor a baja presión • Soluciones neutras |
| MEDIA 120 - 260°C | <ul style="list-style-type: none"> • Fiberglass • Reinforced Silicone | <ul style="list-style-type: none"> • Resistente al deterioro por la intemperie y aceite de motor • Resistente a UV / ozono / hongos | <ul style="list-style-type: none"> • Juntas o sellos • Aire de recirculación • Entrada de aire |
| ALTA 260 - 370°C | <ul style="list-style-type: none"> • PTFE Impregnated Fiberglass • PTFE Coated Glass Cloth | <ul style="list-style-type: none"> • Alta resistencia al desgarró / pliegue resistente • Superficie lisa, de baja fricción y antiadherente, alta resistencia a la tracción | <ul style="list-style-type: none"> • Descarga de ventiladores • Juntas o sellos |
| ALTA 370 - 535°C | <ul style="list-style-type: none"> • Silica Fabric Cloth | <ul style="list-style-type: none"> • Alta resistencia a la abrasión • No se pudre | <ul style="list-style-type: none"> • Descarga de calderas |
| ALTA 535 - 1000°C | <ul style="list-style-type: none"> • Silica/PTFE Fabric with Kaowool • Aluminized Glass Cloth with Kaowool & PTFE | <ul style="list-style-type: none"> • Excelente resistencia química • Estabilidad a alta temperatura | <ul style="list-style-type: none"> • Hornos • Quemadores |

Fuente: U.S. BELLOW.

5 MOVIMIENTOS DE UNA JUNTA DE EXPANSION

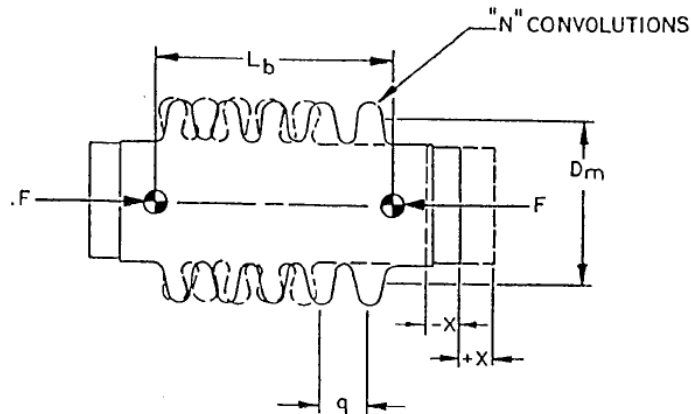
Una junta de expansión está sometida a diversos movimientos individuales o una combinación de ellos. La magnitud y dirección de estas deformaciones son fundamentales para determinar la cantidad de ondas requeridas y/o el largo de la junta.

5.1 Tipos de movimientos en una junta de expansión

Los movimientos que pueden absorber las juntas de expansión, dependen de su geometría y material del que estén fabricadas. Las juntas de lona o similares pueden absorber todos los movimientos, y son generalmente usadas en fluidos en fase gaseosa. Las juntas metálicas pueden absorber movimientos axiales, laterales y angulares, pero la rotación (torsión), no es recomendada.

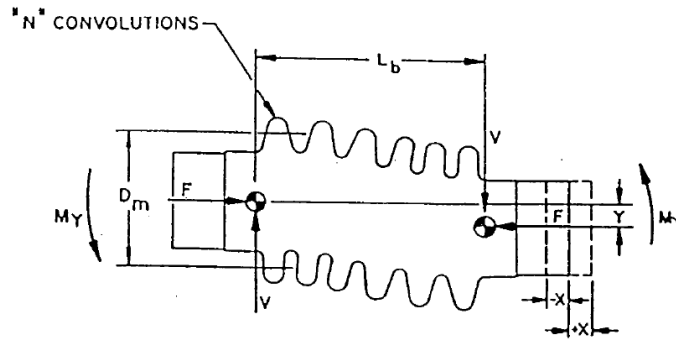
Se definen los movimientos según se indica:

Axial: Compresión o tracción en la dirección del eje longitudinal de la junta:



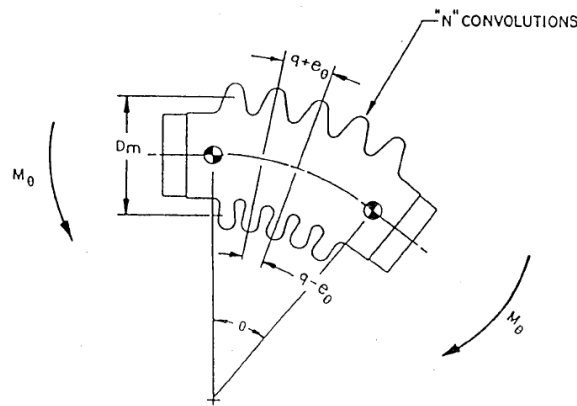
AXIAL MOVEMENT (SINGLE EXPANSION JOINT)

Lateral: Movimiento relativo de las extremidades de la junta, perpendicular a su eje longitudinal. Las caras permanecen paralelas.



LATERAL DEFLECTION (SINGLE EXPANSION JOINT)

Angular: Movimiento del eje longitudinal de una junta de expansión describiendo un arco circular (flexión).



ANGULAR ROTATION (SINGLE EXPANSION JOINT)

Algunos modelos de juntas de expansión metálicas permiten la absorción de cualquier combinación de los movimientos anteriormente indicados, otras son utilizadas para absorber movimientos individuales, por lo que es muy importante definir qué tipos de movimientos se quiere absorber para seleccionar la junta más adecuada.

A diferencia de las juntas de expansión de caucho y tela, las juntas de expansión metálicas casi no absorben torsiones (rotaciones en el eje) ya que la rigidez es muy alta y prácticamente no hay deformación en el eje.

6 TIPOS DE JUNTAS DE EXPANSIÓN

Existen diversos tipos de juntas de expansión que se aplican según los movimientos que se deben absorber. A continuación, se indican algunos tipos:

6.1 Junta de Expansión Simple

Este tipo de junta puede absorber todos los movimientos. Corresponden a las más comunes y simples. Dependen del correcto alineamiento de la tubería donde va montada y de las deformaciones que esta pueda inducirles. Se debe tener en cuenta en el diseño las cargas producidas por la presión interna.

Esta junta de expansión es simplemente un elemento de fuelle con conexiones extremas (a soldar, bridada u otro). Independientemente de los accesorios, tales como revestimientos y cubiertas, puede ser deformada en cualquier dirección o plano que el fuelle permita. Es el tipo más económico, pero requiere que la tubería sea controlada en cuanto a la dirección de los movimientos requeridos para proteger la junta.

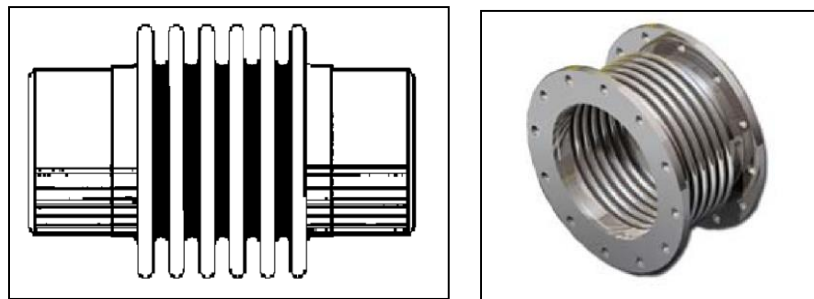


Fig. 6-1. Junta de expansión Simple ("single expansion joint").

No se debe esperar que la junta de expansión controle algún movimiento en la tubería, ya que este tipo no tiene limitaciones a los desplazamientos que se le puedan imponer en sus extremos. Si el análisis de tuberías muestra que la junta de expansión debe aceptar la compresión axial, entonces la tubería debe ser guiada y restringida de tal manera que sólo ese movimiento ocurra.

Esta junta de expansión, como cualquier otra, ofrece una resistencia al desplazamiento y que corresponde a la rigidez del fuelle que se transforma en una fuerza al multiplicarla por la longitud de la deformación impuesta. En general las fuerzas son bajas por lo que cualquier fuerza mayor puede deformar el fuelle. Es incapaz de resistir el empuje de presión a lo largo de su eje, que es el

producto de la presión por el área interna efectiva o transversal de los fuelles (ver punto 7.3). Las unidades de gran diámetro, incluso con presiones bajas, pueden generar un empuje de presión axial muy grande que deben ser contenida por anclajes principales y direccionales, de lo contrario, la junta de expansión se podría extender con resultados desastrosos.

6.2 Junta de Expansión con Bisagras

La junta de expansión con bisagras ("hinged expansion joint") como lo dice el nombre, contienen bisagras o pivotes que hacen que la unidad se doble en un solo plano. Normalmente estas juntas, por su diseño, impiden deformaciones axiales, ya sea en extensión o compresión. Sus mecanismos de bisagra están diseñados generalmente para aceptar el empuje (carga axial) producido por la presión máxima a la que puede estar sometida. Además, debido al diseño del mecanismo de bisagra, esta junta de expansión puede aceptar cargas laterales (cizalla), tales como el peso de las tuberías a las que se encuentra unida, liberando al diseñador de tener que proporcionar soportes y anclajes adicionales requeridos por una junta de expansión tipo simple.

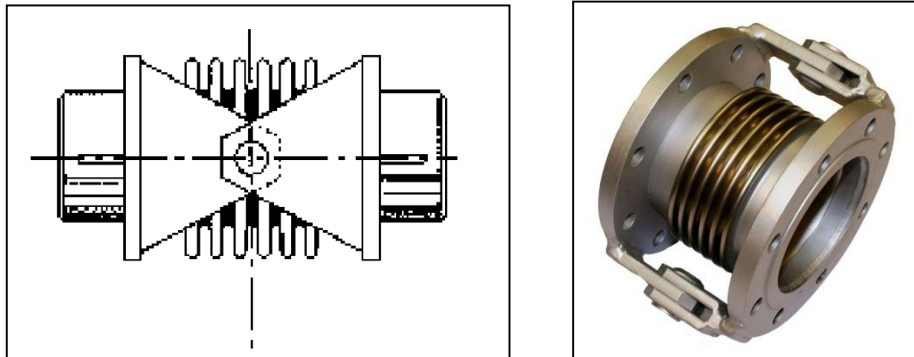


Fig. 6-2 Junta de expansión con bisagras ("hinge expansion joint").

Algunos tipos de bisagra pueden estar provistos de orificios alargados en el pasador de la bisagra, que están ranurados para permitir un desplazamiento axial limitado. Estos tipos de "bisagra ranurada" podrían no resistir las fuerzas de empuje de presión, y se debe proporcionar el anclaje correspondiente en la cañería.

Si se necesita la del tipo de bisagra sin ranura, el diseñador de la tubería debe tener en cuenta que no hay tolerancia en la junta de dilatación para ningún desplazamiento axial, incluyendo cualquier desalineación que pueda ocurrir en la instalación (montaje).

6.3 Junta de Expansión Cardánica

La junta de expansión cardánica ("gimbal expansion joint") es básicamente la misma que el tipo de bisagra ("hinge"), excepto que, en lugar de limitarse a la deflexión en un solo plano, puede aceptar flexión (movimiento angular) en cualquier plano. Contiene dos conjuntos de pasadores o pivotes, el eje de cada conjunto perpendicular a la otra. Cada conjunto de ejes está conectado entre sí con un anillo de cardán central, de la misma manera que funciona una articulación universal en un automóvil. Esta unidad proporciona el mismo tipo de restricción y resistencia a las fuerzas axiales como el empuje de presión, y a las fuerzas de cizallamiento como el tipo de bisagra.

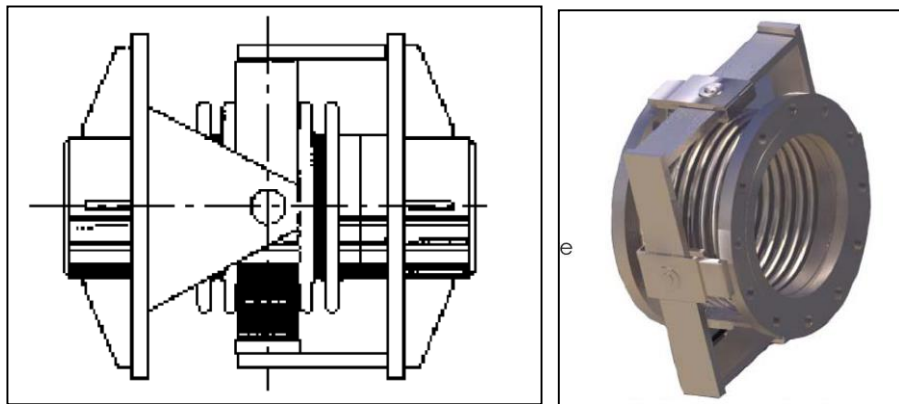


Fig. 6-3 Junta de expansión cardánica ("gimbal expansion joint").

6.4 Junta de Expansión Simple con Tirantes

Este tipo de junta es capaz de contener las cargas producidas por la presión interna, debido a los tirantes que posee. Es muy similar a la junta simple.

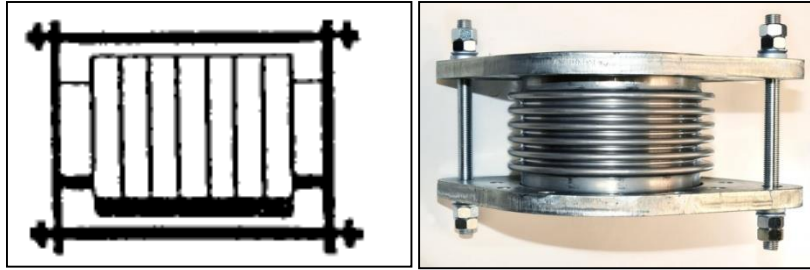


Fig. 6-4 Junta de expansión simple con tirantes ("single expansion joint with tie rods").

6.5 Junta de Expansión Universal

La junta de expansión universal ("universal expansion joint") consiste en dos fuelles separados por una sección de tubería o carrete. El propósito principal de esta disposición es tener una unidad que acepte grandes desplazamientos laterales. La cantidad de deflexión lateral que pueden aceptar es una función del ángulo que puede absorber cada fuelle y la distancia entre estos. Para un fuelle cualquiera, la magnitud de la desviación lateral se puede aumentar o disminuir simplemente cambiando la longitud del carrete central. Si en un sistema de cañerías se requiere absorber desplazamientos mayores, entonces solo con aumentar la longitud de la tubería central y manteniendo los mismos fuelles, se logran mayores deflexiones.

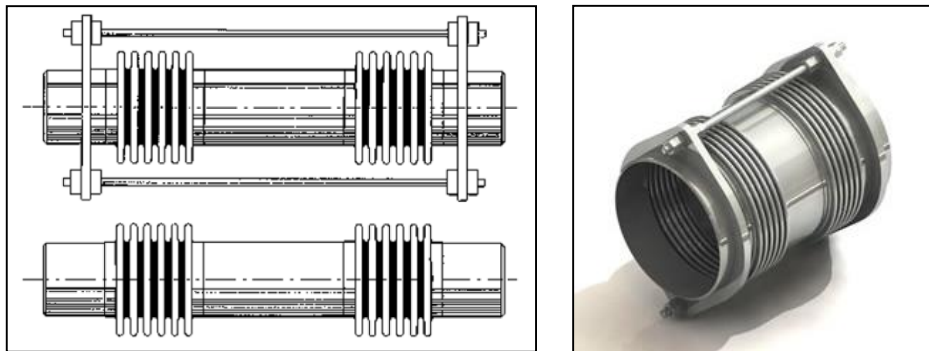


Fig. 6-5 Junta de expansión universal ("universal expansion joint").

Debido a que las deflexiones son generalmente el resultado de la expansión térmica de las tuberías, y las juntas de dilatación universales suelen ser largas, es necesario que estén diseñadas para que la expansión térmica de toda la longitud de la unidad se acepte como compresión por los dos

elementos de fuelle, de esta manera, la longitud total de la unidad no cambia cuando se calienta la tubería.

Los tipos universales pueden incluir o no los tirantes ("tie-rod"). Las varillas de acoplamiento conectan los extremos de la unidad entre sí y frenan la carga de empuje de presión. Normalmente no se espera que esta junta acepte ninguna deformación axial aplicada externamente. La expansión térmica del tramo entre los tirantes (dentro de la junta de expansión) será absorbida por los fuelles, como se ha descrito anteriormente. Los tirantes suelen venir en grupos de dos o más, distribuidos equitativamente alrededor de la circunferencia de la junta de expansión y están dimensionados según la fuerza que ejerce la presión.

Cuando sólo se proporcionan dos (a 180°) la junta de expansión es libre de deformarse angularmente, así como lateralmente. Con tres o más varillas, dado que las varillas también están cargadas por el empuje de presión, sólo son posibles deflexiones laterales. Sin las varillas o tirantes la junta universal podría aceptar cualquier desplazamiento. En esta junta sucede lo mismo que en una junta simple, por lo que la guía de tubería y las necesidades de anclaje se hacen necesarias.

6.6 Junta de Expansión Balanceada para codo.

Este tipo de junta de expansión es una combinación de algunos de los tipos anteriores. Su propósito es retener y equilibrar el empuje que se produce la presión, de manera de que no se requiera utilizar un anclaje en la tubería o equipos delicados como las turbinas donde las fuerzas y momentos admisibles en las boquillas son muy bajos. Las deformaciones son absorbidas por el tipo adecuado de junta de expansión, que normalmente es un tipo universal cuando se requiere para aceptar movimientos laterales, sin embargo, cuando se utiliza la junta de presión equilibrada con el codo, es generalmente porque la deformación axial también es requerida. Para aceptar estos movimientos, se añade un fuelle más allá del codo con la misma área de sección transversal que los de la sección universal, este fuelle de equilibrio está unido por los tirantes al tubo más allá de la sección universal; de esta manera el empuje de presión está contenido como tensión en los tirantes. La sección de la junta de dilatación entre los tirantes, que incluye el codo, ahora es libre de moverse axialmente, siendo la única resistencia la rigidez de los fuelles. Debido a la configuración, la rigidez de toda la junta de expansión es la suma de las rigideces de resorte de los fuelles universales. Este

es un sistema de volumen constante, en el que cuando el extremo universal se comprime, el extremo equilibrado se extiende en la misma cantidad.

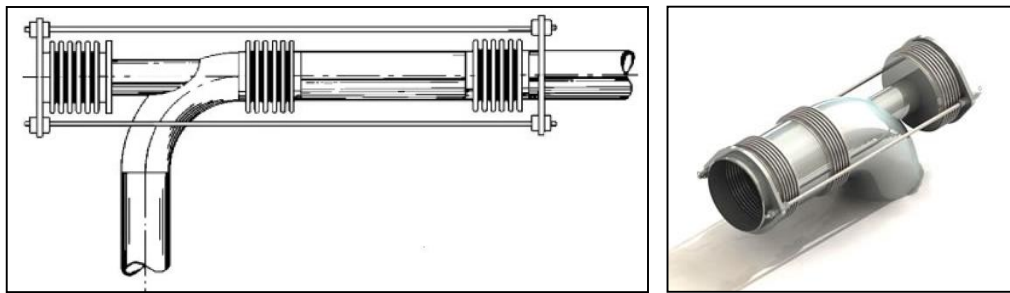


Fig. 6-6 Junta de expansión autobalanceada ("pressure balanced elbow expansion joint").

6.7 Junta de Expansión Balanceada en línea

Cuando existen deformaciones axiales y el anclaje en una zona de cañerías es impracticable por razones estructurales o económicas, tales como para evitar una gran carga en altura o una tubería recta y corta que se extiende entre dos grandes recipientes, la junta de expansión balanceada en línea es una solución poderosa a un problema de diseño difícil.

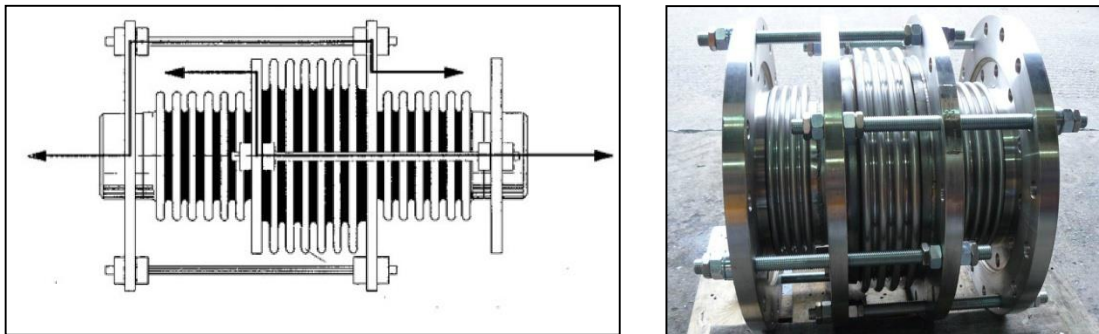


Fig. 6-7 Junta de expansión autobalanceada ("pressure balanced in line expansion joint").

El principio de este tipo de junta es esencialmente el mismo que el tipo de codo (autobalanceada), porque el empuje de presión axial se hace reaccionar por la presión que actúa sobre un área de sección transversal igual al área del fuelle de trabajo o primario. Dado que esta unidad es totalmente

axial y no hay cambios direccionales en el tubo, tal como en la que tiene codo en la discusión previa, el área de la sección transversal necesaria para equilibrar la presión se coloca alrededor por el exterior de la unidad.

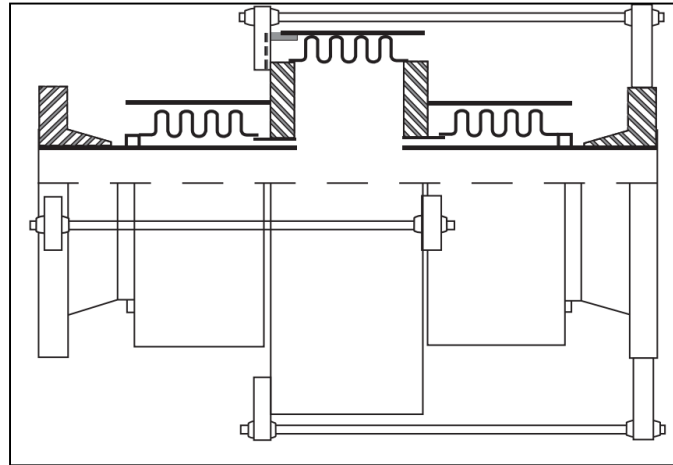


Fig. 6-8 Sección junta de expansión autobalaceada.

Puesto que las fuerzas axiales son generadas por la presión que actúa sobre la superficie anular entre el fuelle primario y el exterior, o el fuelle de equilibrado, la disposición de los tirantes transfiere y equilibra el empuje de presión creado en la tubería en cada extremo. Ahora las fuerzas necesarias para comprimir o extender la unidad son sólo el resultado de la resistencia del resorte de los fuelles, y el anclaje principal de la tubería o los recipientes no es necesario. Esta unión de expansión es obviamente más cara que los tipos más sencillos descritos anteriormente, sin embargo, pueden resultar en un menor costo general del sistema cuando se considera la eliminación del anclaje principal. Esta junta de expansión también se puede usar para reemplazar las liras de expansión en tuberías y su ventaja en costo puede verse en la reducción de la energía de bombeo mediante la eliminación de las pérdidas de presión generadas por los codos de la lira. Esto también puede permitir reducir el tamaño de la tubería para todo el sistema

6.8 Junta de Expansión sometida a presión externa

Cuando se requiere absorber grandes cantidades de deformación axial en sistemas de tuberías de presión relativamente alta, los fuelles que están internamente presurizados tienen limitaciones debido al fenómeno denominado "squirm" (retorcido), en cambio, en estas juntas de expansión, los fuelles están dispuestos de manera que quedan expuestos a presión externa.

El presurizar externamente un fuelle elimina la contorsión como una limitación al diseño y permite la aceptación segura de grandes cantidades de expansión térmica axial. Este tipo de junta de expansión tiene muchas otras ventajas inherentes sobre los fuelles internamente presurizados.

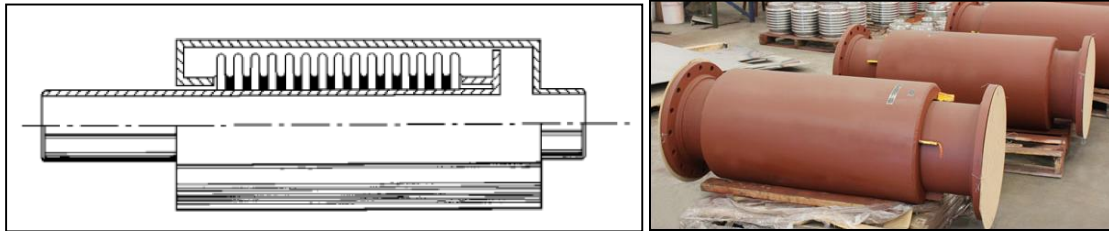


Fig. 6-9 Junta de expansión sometida a presión externa ("externally pressure expansion joint").

6.9 Tipos de fuelles

Así como existen diversos tipos de juntas de expansión, también existen en el mercado algunas alternativas para los fuelles, siendo el fuelle tipo U (ver fig. 6-10) el de mayor disponibilidad en el mercado. La sección U permite mayores deflexiones y una adecuada capacidad de resistir presión. Para aumentar la presión que puede resistir el perfil U, en conjunto con mayores deformaciones, se puede incorporar el uso de refuerzos externos para el fuelle, como se muestra en la figura 6-11.

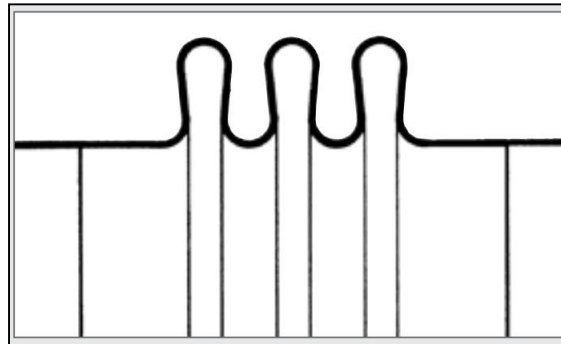


Fig. 6-10 Fuelle perfil U

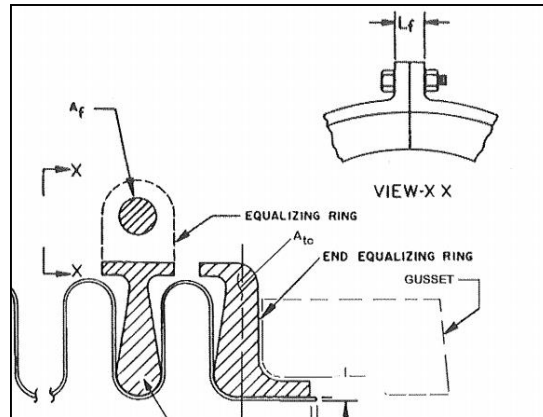


Fig. 6-11 Fuelle perfil U con anillo de refuerzo

La sección toroidal, ver figura 6-12, soporta mejor las altas presiones que el perfil U sin refuerzo, pero es limitada para pequeños desplazamientos.

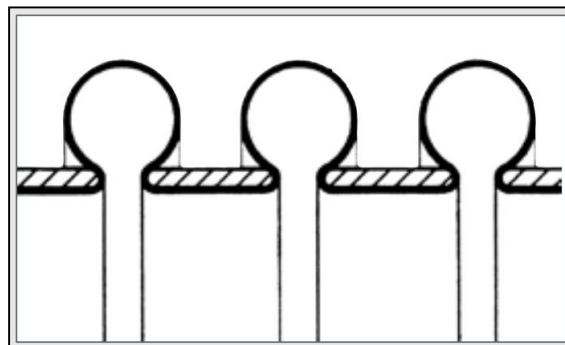


Fig. 6-12 Fuelle perfil toroidal

El fuelle de diafragma, ver figura 6-13, está hecho de discos soldados que absorben altos desplazamientos con una rigidez muy baja, sin embargo, la resistencia a la presión es limitada.

Los fuelles de diafragma son utilizados en procesos donde hay vacío.

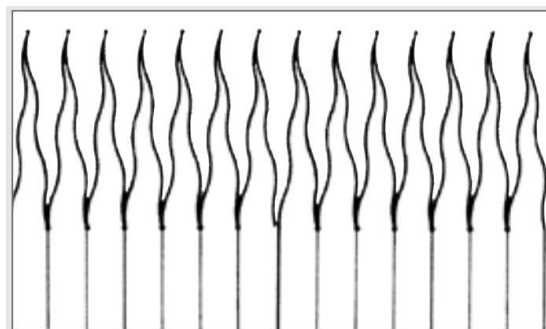


Fig. 6-13 Fuelle diafragma

Es común encontrar fuelles de una lámina, pero también existen los fuelles de varias laminas o multicapas, como se muestra en la figura 6-14, como la idea de subdividir la pared de presión en una gran cantidad de capas más finas individuales se logra aumentar considerablemente la flexibilidad, que es la característica más importante de una junta de expansión. El efecto es el mismo que se produce entre la flexibilidad de un cable (muchos "pelos") y un alambre.

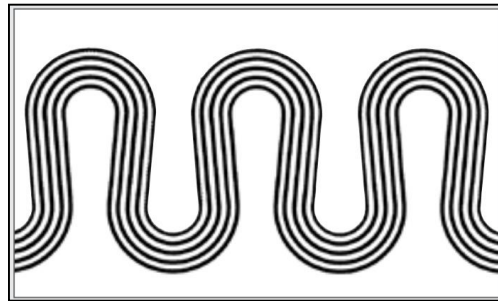


Fig. 6-14 Fuelle multicapa

7 SELECCION DE UN JUNTA DE EXPANSIÓN

En este capítulo, se realiza una descripción de los datos necesarios y requeridos para la especificación de una junta de expansión, además, se realiza y detalla las deformaciones obtenidas al realizar un análisis de flexibilidad (punto 7.2), información que se utilizará en el capítulo 8 para el cálculo de un fuelle según EJMA.

En la selección de la junta de expansión apropiada para un sistema de cañerías, es necesario determinar la siguiente información:

- Ubicación de la junta y cuantificar la deformación
- Condiciones operación
- Fluido que transporta

Las variables indicadas arriba corresponden a la información mínima para comenzar la especificación y posterior selección de una junta. Para conocer los movimientos a los que estará sujeta una junta, es necesario cuantificar los valores de las expansiones térmicas. Si la junta se instala en un sistema sencillo se puede cuantificar las expansiones en forma manual, sin embargo, si el sistema es más complejo es recomendable recurrir a un programa especializado para el análisis de flexibilidad de cañerías. También es necesario conocer las condiciones de operación en cuanto a presión y temperatura, ya que la primera influye en cómo podrá operar la junta y la temperatura incide en la selección del material más adecuado. El fluido transportado es muy importante debido a el peso que soportará la junta, además en ciertos casos se puede tratar de fluidos muy viscosos que se solidifican a temperatura ambiente o se puede tratar de fluidos corrosivos que al quedar alojados en la junta pueden acelerar el desgaste, por lo que se deben tener ciertas precauciones en la especificación e instalación.

7.1 Análisis de flexibilidad de cañerías.

La flexibilidad es la propiedad de un material para deformarse dentro de su límite elástico por efecto de cargas externas y/o el efecto de la expansión térmica.

En un sistema de cañerías, las cargas externas que se pueden encontrar y que se deben someter a estudio son; los efectos térmicos, la presión interna, el peso de los componentes y las cargas ocasionales que pueden ser producidas por sismo, disparo de una válvula de alivio, golpe de ariete, flujo pulsante, etc.

Estas cargas pueden ocasionar:

- Esfuerzos excesivos en tuberías.
- Cargas altas en soportes, estructuras y/o equipos.
- Fugas en uniones bridadas.
- Deformaciones excesivas en tuberías (interferencias por deformación en caliente).
- Vibraciones.
- Fatiga.

El análisis de flexibilidad tiene como fin evitar estos efectos dañinos, garantizando la integridad mecánica del sistema de tuberías, como tal y de los distintos elementos (equipos, estructuras, soportes, etc.) asociados al mismo.

Existen normas que entregan lineamientos para el diseño de sistemas de cañerías y para el análisis de flexibilidad, siendo el más utilizado en la industria el código ASME B31 (American Society of Mechanical Engineers) y las siguientes normas asociadas:

- B31.3 "Process piping" (Cañerías de proceso)
- B31.4 "Pipeline Transportation System for Liquids and Slurries"
- B31.8 "Gas Transmission and Distribution Piping Systems"

Se han desarrollado herramientas informáticas para el análisis de flexibilidad, donde se modela el trazado de cañerías, la soportación involucrada y las condiciones que imponen los equipos a través de las boquillas a las cañerías del sistema, además se incorporan las diferentes presiones, temperaturas, materiales, etc. a las que opera un circuito.

Uno de los programas más utilizados y de gran prestigio es Caesar II desarrollado por Hexagon/Intergraph.

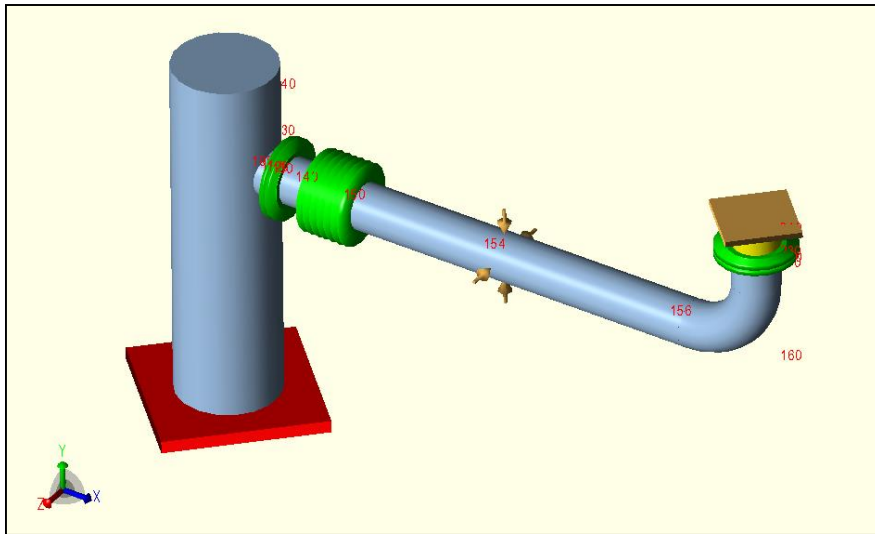


Fig. 7-1 Análisis de flexibilidad de cañerías y junta de expansión modelado en Caesar II.

Los resultados de un análisis de flexibilidad se presentan para cada uno de los casos configurados, estos son:

- Sostenido. Este caso reporta los esfuerzos longitudinales que se producen por cargas sostenidas (peso de la tubería, peso del aislamiento, peso del fluido, fuerzas concentradas y distribuidas, momentos aplicados y presión interna). Se trata de esfuerzos no auto limitantes de forma que su acción es suficiente para causar deformación plástica o rotura inminente del material. El control de estos esfuerzos se realiza mediante un buen soportado del sistema (soportes donde la cañería apoya en operación, ya que en algunas zonas se puede levantar en caliente). Considera el peso de la cañería, fluido y todos los accesorios, además de la presión interna. Este caso analiza las tensiones longitudinales que se producen en el sistema. Caso solicitado por ASME B31.3, donde las tensiones obtenidas deben cumplir con el código.
- Expansión térmica. Este caso reporta las tensiones producidas a causa de la expansión o contracción del material debido a los cambios de temperatura. Para controlar estos esfuerzos cuando son excesivos es necesario variar el diseño del sistema y de las restricciones impuestas sobre él para que sea más flexible. Caso solicitado por ASME B31.3, donde las tensiones obtenidas deben cumplir con el código.
- Ocasionales. Estos son ocasionados por causas eventuales como su nombre indica. Estas causas pueden ser el viento, sismo, descarga de válvulas de alivio, golpes de ariete y vibraciones. Caso solicitado por ASME B31.3, donde las tensiones obtenidas deben cumplir con el código.

- Operacionales. Los resultados obtenidos en casos operacionales se utilizan para el dimensionamiento de la soportación, cargas sobre estructuras y para la comparación con cargas admisibles en boquillas de equipos.

La deformación a solicitar para la junta de expansión se obtiene desde el reporte de desplazamientos. Se debe tener en cuenta, según la configuración del sistema, que las deformaciones simultáneas que pueden ocurrir, tanto las originadas por las dilataciones en operación como originadas por el efecto de un sismo u otro movimiento se pueden dar en una misma situación.

7.2 Cálculo de flexibilidad de cañerías.

A continuación, se realiza un análisis de flexibilidad para el circuito de cañerías que se muestra en la figura 7-2. Se debe tener en cuenta las condiciones de operación para la incorporación de la información al modelo:

Tabla 7-1. Condiciones operación.

| Diámetro Nominal | 36" | | |
|-------------------------|------------|-------------|-------------------|
| Temperatura | Diseño | 150 | °C |
| | Operación | 69 | °C |
| Presión | Diseño | 1 | Bar |
| | Operación | 0.294 | Bar |
| Fluido | Densidad | 0.155 | Kg/m ³ |
| | Tipo | Vapor sucio | |

La junta es requerida para absorber las dilataciones térmicas de la cañería, la deformación del recipiente vertical y los desplazamientos ocasionados por el sismo.

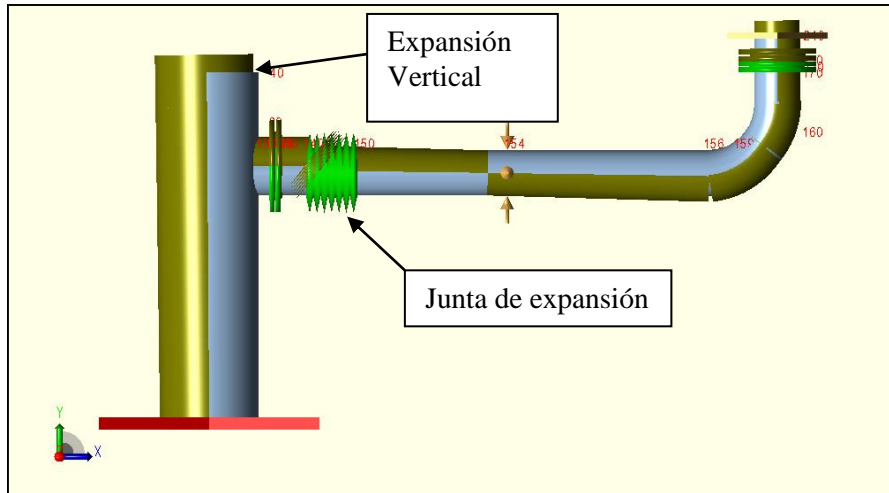


Fig. 7-1 Deformaciones por operación (expansión térmica)

En la figura 7-2 de muestra como el recipiente cercano a la junta de expansión se dilata verticalmente (5mm en zona boquilla) debido a la expansión térmica. La junta se encuentra sometida a una compresión axial (13mm) debido a la dilatación de la cañería.

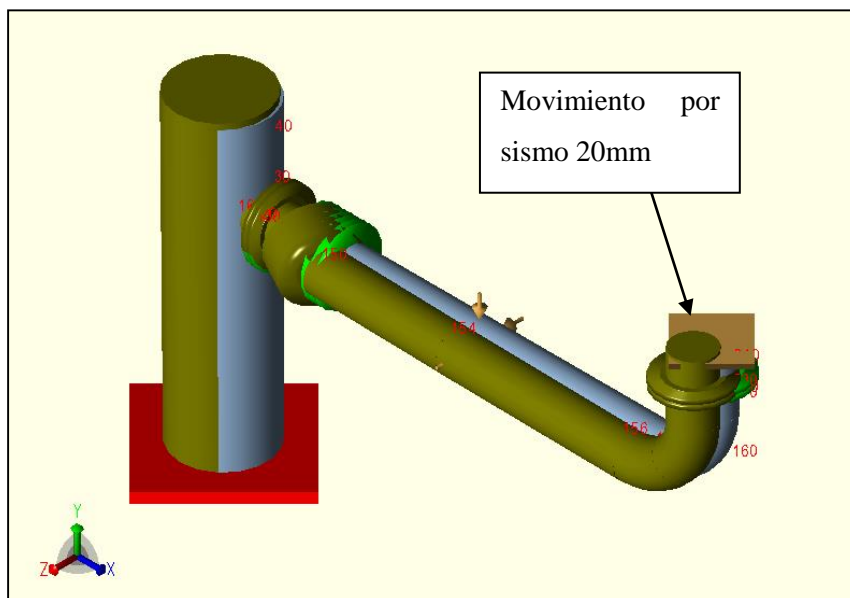


Fig. 7-2 Deformaciones por sismo

En la figura 7-3 de muestra como el recipiente más alejado de la junta se deforma por el sismo (desplazamiento impuesto) trasladando las deformaciones hacia la junta (20mm laterales). Para la verificación del caso por terremoto, se realiza una simulación de sismo estático aplicando una aceleración horizontal según Nch2369-2003. Al analizar el sismo, las aceleraciones quedan como sigue:

Tabla 7-2. Aceleración sismo estático.

| ACELERACIÓN | | |
|-------------|------------|-------|
| EJE | SENTIDO | G's |
| X | HORIZONTAL | 0.616 |
| Y | VERTICAL | 0.41 |
| Z | HORIZONTAL | 0.616 |

Finalmente luego de realizar el análisis, las deformaciones a la que se encuentra sometida la junta son las siguientes:

Tabla 7-3. Movimientos en la junta de expansión.

| MOVIMIENTOS OBTENIDOS EN LA JUNTA DE EXPANSION | | | |
|--|----|----|------------|
| Movimiento lateral (Δy) | 20 | mm | |
| Movimiento lateral (Δz) | 20 | mm | |
| Movimiento Axial (Δx) | 13 | mm | Compresión |

Las deformaciones obtenidas servirán de dato de entrada para desarrollo del punto 8, donde se realiza un análisis bajo norma EJMA para una junta de expansión metálica.

7.3 Efecto de la presión interna

El efecto que produce la presión interna, corresponde a un empuje denominado fuerza de reacción por presión (FRP) que se crea mediante la instalación de una unidad flexible, tal como una junta de expansión, en un sistema de tuberías rígido que está sometido a presión. La fuerza de empuje de presión es función de la presión del sistema y del diámetro medio del fuelle. En los casos de presión interna o positiva, los fuelles se ven obligados a extenderse en longitud mientras que lo contrario se observa en casos de presión externa o negativa. Esta fuerza se transmite desde los extremos de la junta de expansión a lo largo de la tubería.

La fuerza se transmite con igual intensidad en todas las direcciones.

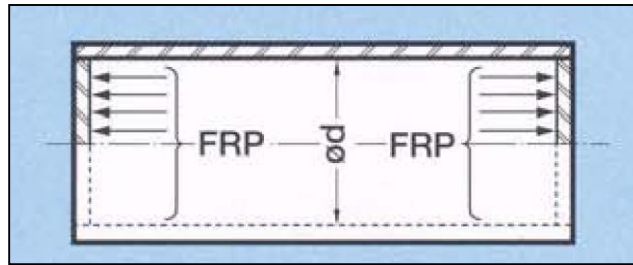


Fig. 7-3 Presión interna en un recipiente cilíndrico.

Así como la presión actúa internamente en un recipiente cilíndrico, con sus extremos cerrados, aparecerá una tensión en las paredes longitudinales del recipiente producida por la fuerza de reacción por presión (FRP) como se muestra en la figura 7-4.

Como en cualquier cuerpo cilíndrico con elemento móvil, no tiene una resistencia longitudinal. La fuerza longitudinal FRP, tenderá a alejar las partes hasta separarlas, como ocurre por ejemplo en un émbolo (ver fig. 7-5). Una situación similar se produce si unimos las partes móviles con un fuelle soldado (ver fig. 7-6).

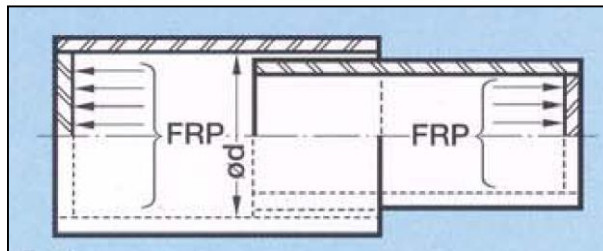


Fig. 7-4 Efecto en recipiente cilíndrico de paredes móviles.

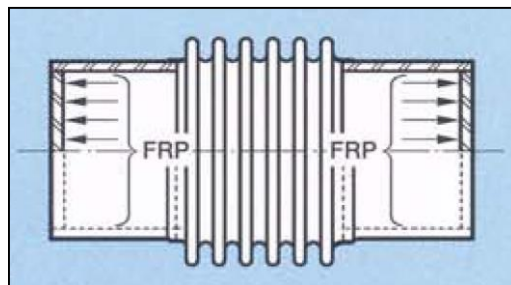


Fig. 7-5 Efecto en un fuelle.

La fuerza de reacción por presión FRP, está dada por la siguiente ecuación:

$$FRP = p \times A \quad (7-1)$$

Donde:

FRP = Fuerza de reacción por presión

p = Presión interna

A= Área interna de la sección transversal

Existen diversas maneras de contener la transmisión de la fuerza de reacción por presión o evitar que la junta se expanda. Las medidas pueden ser:

- Ubicar soportes fijos en los tramos de cañería a ambos lados de la junta. Se debe tener en cuenta la FRP al momento de dimensionar los soportes, ya que en algunas ocasiones esa fuerza puede ser muy alta.
- Utilizar juntas de expansión con estructura que pueda resistir la fuerza. En este caso la FRP es contenida por la propia estructura, liberando los puntos fijos y/o equipos de esa carga. Es en este caso que la junta no trabajará axialmente, sino que puede deformarse principalmente en forma lateral.
- El utilizar juntas de expansión autocompensadas, permite evitar el efecto de la FRP, mediante la utilización de un fuelle compensador.

7.4 Rigidez en una Junta

La rigidez de una junta es una fuerza que se produce y se opone al movimiento. Esta fuerza es el valor de la constante de rigidez de la junta por el desplazamiento a la que se somete y es necesaria para comprimir, extender, deflectar lateral o angularmente un fuelle de la junta de expansión.

El valor de la rigidez es en función de la geometría del fuelle, el material y la temperatura. Para obtener los valores de la fuerza axial y lateral, es necesario multiplicar la constante de rigidez del fuelle (dato entregado por el fabricante) por el valor del movimiento a ser absorbido. la ecuación es la siguiente:

$$F = Kx \times X \quad (7-2)$$

Donde:

F = Fuerza

Kx = Constante de rigidez

X = Movimiento, deformación.

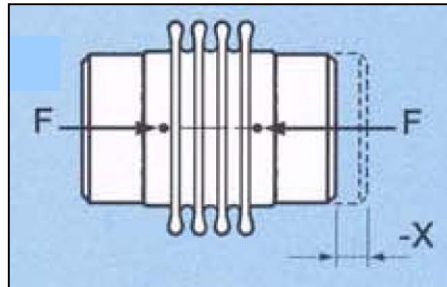


Fig. 7-6 Rigidez en un fuelle.

Algunos suministradores indican la rigidez torsional y en general son valores muy altos que se deben tener en cuenta al momento de realizar un análisis de flexibilidad, ya que, si existe este movimiento, se trasladará a través de la junta.

7.5 Junta amortiguadora de vibraciones

Las máquinas hidrodinámicas, motores de pistón y agregados similares generan vibraciones con diferentes frecuencias y amplitudes de acuerdo con su tipo de construcción como resultado del movimiento de rotación o de ida y vuelta de sus masas.

Las tuberías conectadas a ellas también pueden vibrar, lo que puede producir fatiga y el daño a los materiales. El daño es inevitable si la resonancia ocurre en los tubos de conexión.

Las vibraciones de alta frecuencia tienen además un efecto secundario desagradable en forma de ruido, mientras que las vibraciones de baja frecuencia pueden pasar a través de las cimentaciones y el suelo y causar daños en las construcciones vecinas.

Esta junta es proyectada para reducir o eliminar vibraciones mecánicas y las consecuencias que tiene en las cañerías el estar conectadas a fuentes vibratorias, tales como: bombas, compresores, etc. Además, de ser requerido por la presión puede requerir de la utilización de tie-rods, como se indica en el punto 7.3.

Para la utilización de una junta de expansión amortiguadora de vibraciones y la selección del modelo más apropiado se debe tener en cuenta los siguientes criterios:

Una vibración mecánica es generada comúnmente por máquinas rotativas, donde la frecuencia coincide o es múltiplo de las rotaciones del equipo.

Las mayores amplitudes son por regla general, radiales al eje principal y se registran en un plano normal a este.

Para una correcta instalación no es suficiente apoyar los equipos sobre bases antivibratorias, sino que es necesario, además, evitar la propagación de la vibración en el sistema de cañerías que está conectado a la máquina, lo que se consigue eficazmente con la utilización de juntas de expansión amortiguadoras de vibraciones.

El gráfico de la figura 7-7, muestra el área de vibraciones mecánicas normales (zona azul), definido por los parámetros de frecuencia y amplitud normales. Cualquier vibración fuera del campo señalado es irregular y no es recomendada la utilización de juntas amortiguadoras estándar para eliminar los efectos. En algunos casos deberá ser verificada la causa de la vibración, procurando que la nueva vibración resultante se encuentre dentro de los valores normales. Si tal vibración anormal se debe a un tipo especial de maquina/o aplicación, es necesario estudiar en detalle.

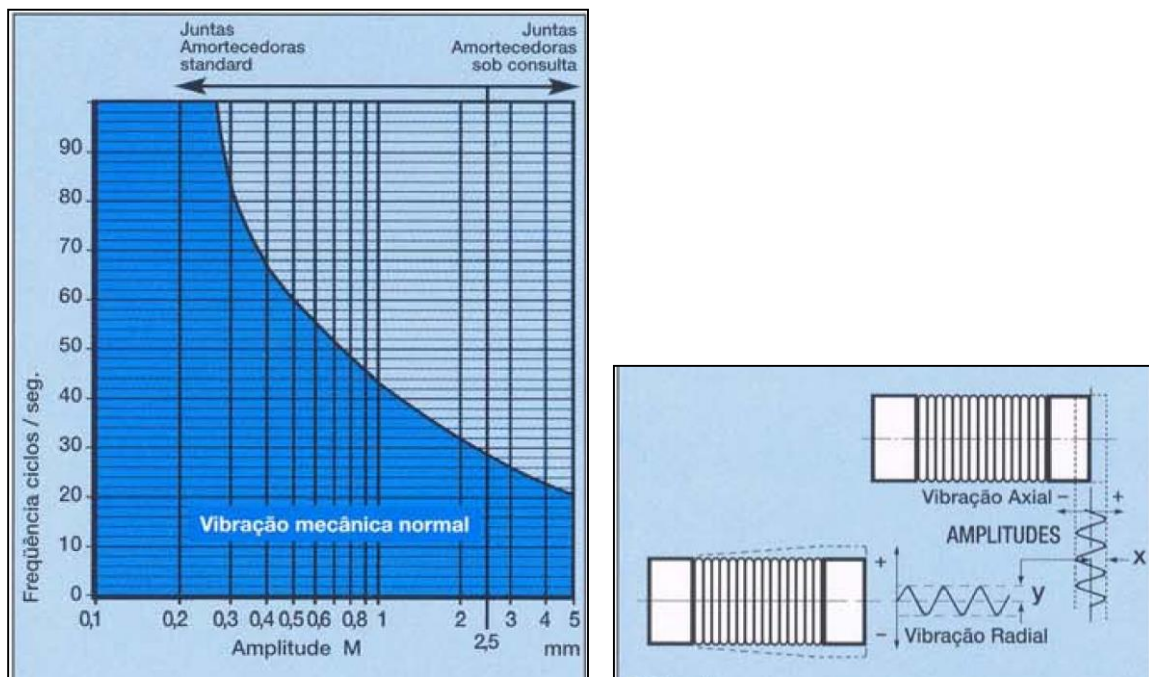


Fig. 7-7 Vibraciones.

Se denomina vibración axial aquella que tiende a mover la junta axialmente y vibración radial es la que tiende a moverla lateralmente.

Las juntas de expansión amortiguadoras de vibraciones simples, son calculadas para infinitos ciclos de vida útil, sin embargo, esto no significa que tendrá una duración ilimitada, ya que existen diversos factores que ocurren durante la operación (corrosión, fatiga térmica, vibración inducida por el fluido, aumentos de presión, choque térmico, etc.).

Las juntas sin tensores, son recomendadas para líneas de baja presión (succión de bombas). Para medias y altas presiones se recomienda utilizar juntas con "tie-rods" (tensores).

Las juntas antivibratorias, no son recomendadas para ser utilizadas simultáneamente para absorber deformaciones térmicas. En el caso donde se requiera de absorción de vibraciones mecánicas y de movimientos producidos por la dilatación térmica, se sugiere que se utilizan unidades diferentes para cada tipo de sollicitación. Así las vibraciones mecánicas serán eliminadas mediante juntas amortiguadoras y en cuanto a los movimientos térmicos serán absorbidos por juntas de expansión instaladas en el resto de la cañería.

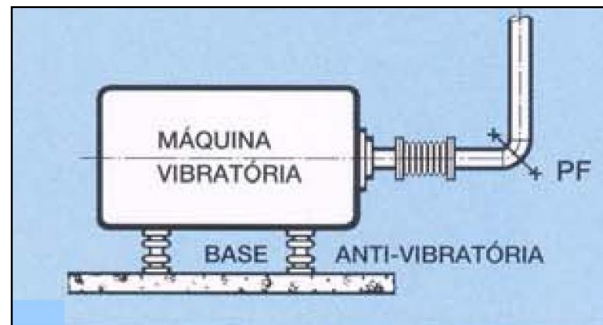


Fig. 7-8 Instalación junta antivibratoria.

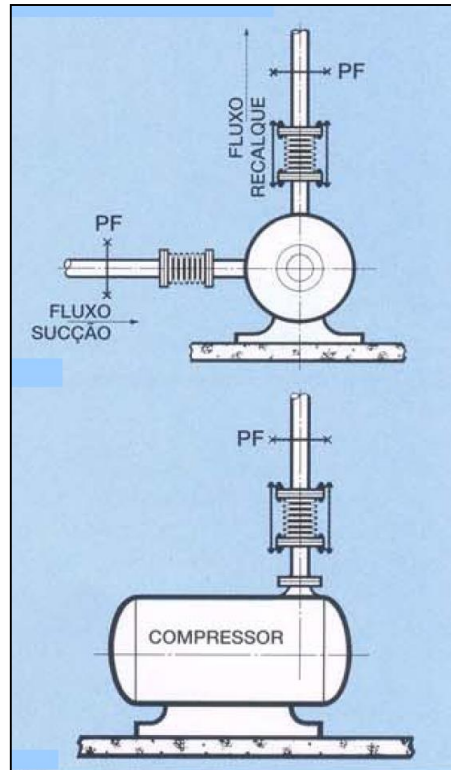


Fig. 7-9 Instalação junta antivibratória.

Los agregados están soportados de forma flexible y sus tubos de conexión están desacoplados por medio de elementos de tubería flexibles con el fin de evitar daños por vibración y propagación de ruido. Mangueras metálicas y juntas de dilatación se utilizan para este fin.

8 CALCULO DE FUELLE SEGUN NORMA EJMA

En este capítulo se desarrolla el cálculo de un fuelle bajo la norma EJMA, para las condiciones indicadas y las deformaciones obtenidas en el cálculo de flexibilidad del punto 7.2. La junta a calcular tiene los mismos requerimientos que la junta fabricada por MACOGA asignada con el tag VO-4601, donde los cálculos realizados por el fabricante se muestran en el anexo B y plano en anexo C. Los resultados obtenidos se podrán comparar con la información disponible de la junta VO-4601

El diseño del fuelle es complejo e involucra la evaluación de la capacidad a soportar presión, esfuerzos ocasionados por la deflexión y la capacidad de soportar fatiga e inestabilidad. Esta última es la única que generalmente lo usuarios no reconocen y puede causar que el fuelle se flecte similar a una columna pandeada. El diseño de los fuelles involucra muchas veces conflictos, por ejemplo, el que se produce entre la presión y el espesor del fuelle.

Los análisis asumen condiciones que aproximadamente predicen el verdadero comportamiento del fuelle. Las consideraciones generalmente idealizan la configuración del fuelle, un espesor uniforme, material homogéneo e isotrópico y un comportamiento elástico. En algunos casos se han utilizado sistemas computacionales para lograr una mayor precisión en los efectos del espesor del fuelle. Este procedimiento es más complejo que el que ocupa el simple análisis elástico, pero aún no está completamente comprobado ya que falta la comprobación experimental.

El mayor esfuerzo en un fuelle es debido a los efectos de la presión y la deflexión. Normalmente el esfuerzo debido a la deflexión es mayor que el producido por la presión, son generalmente por sobre el límite de fluencia del material del fuelle y meridionales (longitudinales) en dirección.

La presión produce un esfuerzo de membrana circunferencial en la tangente del fuelle y la convolución.

La fatiga en un fuelle es determinada por la combinación del rango esfuerzos inducidos por la presión y la deflexión a la que esté sometida.

Las fuerzas ejercidas por la deflexión del fuelle pueden ser críticas. Una convolución profunda con un bajo espesor de pared producirá menor fuerza que un fuelle poco profundo y de mayor espesor.

El diseño de un fuelle siempre debe ser basado en la temperatura a la que estará sometida en operación.

8.1 Definición de Condiciones

Para la realización de un cálculo, es necesario definir las condiciones a las que estará expuesta la junta de expansión. A continuación, se definen ciertas condiciones a las que estará sometida la junta a calcular (ver punto 7.2). Las condiciones son:

Tabla 8-1. Condiciones Junta Expansión.

| Diámetro Nominal | 36" | | |
|-------------------------|------------|-------------|-------------------|
| Tipo | Universal | | |
| Temperatura | Diseño | 150 | °C |
| | Operación | 69 | °C |
| Presión | Diseño | 1 | Bar |
| | Operación | 0.294 | Bar |
| Fluido | Densidad | 0.155 | Kg/m ³ |
| | Tipo | Vapor sucio | |

Los materiales a considerar son:

Tabla 8-2: Materiales de la junta de expansión.

| Descripción | Material |
|----------------------|-------------------|
| Fuelles | Incoloy 825 |
| Tubo | A358 Gr. 304L Cl5 |
| Guía, tirante, brida | Tp 304 |
| Camisa interior | A240 Tp 304L |

Las deformaciones calculadas, se han incrementado levemente quedando como sigue:

Tabla 8-3. Desplazamientos impuestos a la junta de expansión.

| MOVIMIENTOS DE JUNTA DE EXPANSION | | | | | |
|--|-------|-----|--------|-----|------------|
| Movimiento lateral (Δy) | 30 | mm | 1,18 | in | |
| Movimiento lateral (Δz) | 30 | mm | 1,18 | in | |
| Movimiento lateral Total | 42,43 | mm | 1,67 | in | |
| Movimiento Axial (Δx) | 17 | mm | 0,79 | in | Compresión |
| Angulo de torsión | 0,1 | Deg | 0,0175 | rad | |

Las características y deformaciones de esta junta de expansión metálica corresponden a un dispositivo que se utilizó en un proyecto realizado en Chile, por lo que se cuenta con el respaldo del cálculo entregado por el suministrador (ver anexo B).

8.2 Cálculo y diseño de un fuelle

La EJMA propone una serie de ecuaciones a los usuarios y diseñadores de juntas de expansión con un significativo método para la evaluación de varios parámetros que intervienen en el diseño de un fuelle. En este caso se analizará el fuelle sin refuerzo.

Fuelle sin refuerzo

Las ecuaciones para fuelles sin refuerzo, están basadas en “Atomic International Report Analysis of Stress in Bellow, Part. 1, Desing Criteria and Test Results”, las que han sido modificadas por la EJMA para reflejar la experiencia de los miembros. Estas ecuaciones están basadas en la teoría de cáscara elástica y considera los parámetros involucrados para la sección U de fuelles. Para la inestabilidad se han considerado las ecuaciones de “Metallic Bellow and Expansion Joints – 1989, ASME PVP Vol. 168.

Las ecuaciones mostradas en el punto 8.2.1, están originalmente tomadas desde la “Atomics International Report”, con algunas modificaciones y pueden ser comparadas directamente con el esfuerzo admisible del material del fuelle a la temperatura publicada en el ASME Piping Codes y en el ASME Boiler and Pressure Vessel Codes.

Presión Interna

El aumento de la presión interna en una junta, causa un esfuerzo excesivo en los arcos de los extremos del fuelle, por lo que se hace necesario la incorporación de un refuerzo. Este esfuerzo es calculado con una modificación a la ecuación de Barlow¹. Para fuelles sin refuerzo, se considera un **factor k**, el cual considera la rigidez adicional debida a el efecto de la soldadura en los extremos del fuelle. Cuando se requiera, la tangente recta de un fuelle sin refuerzo, se puede reforzar con un collar. La ecuación distribuye el esfuerzo en la tangente y el collar en relación a su respectiva área de sección y propiedades del material.

¹ Peter Barlow (1776-1862). Autodidacta. Se convirtió en asistente de maestro de matemáticas en la "Royal Military Academy", Woolwich en 1801. Publicó numerosos trabajos matemáticos.

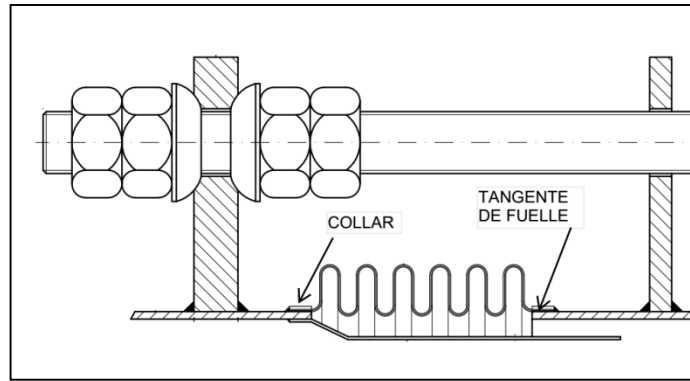


Fig. 8-1 Collar.

Excesivo aumento del esfuerzo en el arco de la convolución del fuelle puede producir una posible ruptura. Como en cualquier cilindro, este esfuerzo es inversamente proporcional al área de la sección. Todas las ecuaciones aportan esfuerzo entre el fuelle y cualquier elemento de refuerzo en relación con su respectiva área de sección y propiedades del material.

Prueba de Correlación

Las ecuaciones en la sección 8.2.1, pueden ser ocupadas para el diseño de fuelles si son corroboradas con resultados de pruebas actualizadas para demostrar la predicción de la presión de ruptura.

8.2.1 Ecuaciones de Diseño

Ecuaciones de diseño para fuelles sin refuerzo que entrega la EJMA con las siguientes:

Esfuerzo de membrana circunferencial tangente del fuelle debido a la presión.

$$S_1 = \frac{P(D_b + nt)^2 L_t \times E_b \times k}{2(n \times t \times E_b \times L_t (D_b + n \times t) + t_c \times k \times E_c \times L_c \times D_c)} \quad (8-1)$$

Esfuerzo de membrana circunferencial en collar debido a la presión

$$S_1 = \frac{P \times D_c^2 \times L_t \times E_c \times k}{2(n \times t \times E_b \times L_t (D_b + n \times t) + t_c \times k \times E_c \times L_c \times D_c)} \quad (8-2)$$

Esfuerzo circunferencial del fuelle en la membrana debido a la presión:

$$S_2 = \frac{P \times D_m \times K_r \times q}{2 \times A_c} \quad (8-3)$$

Esfuerzo meridional en la membrana debido a la presión:

$$S_3 = \frac{P \times w}{2 \times n \times t_p} \quad (8-4)$$

Esfuerzo de flexión en la membrana debido a la presión:

$$S_4 = \frac{P}{2 \times n} \left(\frac{w}{t_p} \right)^2 C_p \quad (8-5)$$

El esfuerzo producido en las ecuaciones superiores, debe ser evaluado según lo siguiente

$$S_1; S_2 \leq C_{wb} \times W_b \times S_{ab} \quad (8-6)$$

$$S'_1 \leq C_{wb} \times W_c \times S_{ac} \quad (8-7)$$

$$S_3 + S_4 \leq C_m \times S_{ab} \quad (8-8)$$

$$S_3 + (S_4 / 1.25) \leq S_{ab} \quad (8-9)$$

Esfuerzo meridional en la membrana del fuelle debido a la deflexión:

$$S_5 = \frac{E_b \times t_p^2 \times e}{2 \times w^3 \times C_f} \quad (8-10)$$

Esfuerzo meridional en la membrana del fuelle debido a la deflexión

$$S_6 = \frac{5 \times E_b \times t_p \times e}{3 \times w^2 \times C_d} \quad (8-11)$$

Nota: El módulo de elasticidad E_b , en las ecuaciones 8-10 y 8-11, son a temperatura ambiente (room temperature).

Resultados Obtenidos

Para las condiciones de la junta estudiada, los resultados de tensiones son:

Tabla 8-4. Resultados, tensiones calculadas.

| VARIABLE | PSI | N/mm2 |
|------------|----------|---------|
| S1 | 1044.6 | 7.2 |
| S'1 | 1052.62 | 7.26 |
| S2 | 1408.95 | 9.71 |
| S3 | 146.18 | 1.01 |
| S4 | 4303.13 | 29.67 |
| S5 | 1428.91 | 9.85 |
| S6 | 187176.8 | 1290.54 |

Para el detalle de los cálculos realizados ver anexo A.

Para realizar las verificaciones, necesitamos los siguientes datos:

Tabla 8-5. Variables.

| VAR. | VALOR | DESCRIPCIÓN |
|------------|------------------|--|
| Cwb | 0.6 | Factor de eficiencia de la unión de soldadura (E obtenido en ASME B31.3) |
| Cwc | 0.6 | Factor de eficiencia de la unión de soldadura (E obtenido en ASME B31.3) |
| Wb | 1 | Factor de reducción de esfuerzo de unión soldada a alta temperatura (W obtenido en ASME B31.3) |
| Wc | 1 | Factor de reducción de esfuerzo de unión soldada a alta temperatura (W obtenido en ASME B31.3) |
| Sab | 23300 psi | Esfuerzo admisible a temperatura de operación (obtenido en ASME B31.3) |
| Sac | 23300 psi | Esfuerzo admisible a temperatura de operación (obtenido en ASME B31.3) |

Resultado de las verificaciones (para detalle de los cálculos ver anexo A):

Tabla 8-6. Verificaciones.

| N° | CONDICIÓN | VALOR | | VALOR | RESULTADO | |
|----------|---|-----------------|------------|----------------|------------|-------------------|
| 1 | $S1 \leq Cwb \times Wb \times Sab$ | 1044.6 | psi | ≤ 13980 | psi | OK, Cumple |
| | $S2 \leq Cwb \times Wb \times Sab$ | 1408.95 | psi | ≤ 13980 | psi | OK, Cumple |
| 2 | $S'1 \leq Cwc \times Wc \times Sac$ | 1052.62 | psi | ≤ 13980 | psi | OK, Cumple |
| 3 | $S3+S4 \leq Cwb \times Sab$ | 4449.31 | psi | ≤ 13980 | psi | OK, Cumple |
| 4 | $S3+(S4/1.25) \leq Sab$ | 5446.258 | psi | ≤ 23300 | psi | OK, Cumple |

Las tensiones calculadas con la utilización de la norma EJMA, se pueden comparar con las obtenidas para la junta original (ver anexo B)

Tabla 8-7. Resultados, tensiones calculadas.

| VARIABLE | Cálculo N/mm2 | VO-4601 N/mm2 |
|-----------------|--------------------------|--------------------------|
| S1 | 7.2 | 7.23 |
| S'1 | 7.26 | 7.29 |
| S2 | 9.71 | 10.85 |
| S3 | 1.01 | 1.02 |
| S4 | 29.67 | 30.1 |
| S5 | 9.85 | 9.62 |
| S6 | 1290.54 | 1295.5 |

Los resultados solo presentan desviaciones menores, que pueden corresponder a la cantidad de decimales involucrados en las ecuaciones, por lo que se consideran correctos.

9 Vida útil de una junta de expansión

La norma EJMA entrega una metodología de referencia para el cálculo de la vida útil de un fuelle metálico. La ecuación 9-1 realiza un cálculo de la tensión (S_t) a la que estará sometida la junta.

$$S_t = 0.7(S_3 + S_4) + (S_5 + S_6) \quad (9-1)$$

La presión interna límite para el diseño basada en la inestabilidad de columna para los fuelles individuales (ambos extremos soportados rígidamente), se obtiene con la ecuación 9-2.

$$P_{sc} = \frac{0.34 \times \pi \times C_\theta \times f_{iu}}{N^2 \times q} \quad (9-2)$$

Para juntas de expansión universal, el valor de N corresponde a:

N= número total de ondas en ambos fuelles para el cálculo de P_{sc} .

La presión interna límite para el diseño basada en la estabilidad en plano y la plasticidad local a temperatura bajo la fluencia, se obtiene con la ecuación 9-3.

$$P_{si} = \frac{1.3 \times A_c \times S_y}{K_r \times D_m \times q \times \sqrt{\alpha}} \quad (9-3)$$

Rigidez axial teórica del fuelle por cada onda

$$f_{iu} = 1.7 \frac{D_m \times E_b \times t_p^3 \times n}{w_3 \times C_f} \quad (9-4)$$

$$N_c = \left(\frac{c}{\frac{S_t}{f_c} - b} \right)^{3.4} \quad \text{Donde } S_t \text{ está en PSI} \quad (9-10)$$

Tabla 9-1. Constantes de fabricación.

| Material Class | Manufacturing Constants | | Material Grades, UNS (EN) |
|----------------|-------------------------|--------|--|
| | c | b | |
| 1 | 1.86E+06 | 54,000 | <ul style="list-style-type: none"> • Austenitic stainless steels - S3xxx (1,43xx to 1,49xx) • Special nickel-chromium alloys - N08800 (1,4876) • High heat or corrosion resistant nickel alloys - N08810 (1,4958), N06600 (2,4816), N04400 (2,4360), N08811 (1,4949) |
| 2 | 2.33E+06 | 67,500 | <ul style="list-style-type: none"> • Corrosion resistant nickel-molybdenum-chromium alloys - N06455 (2,4610), N10276 (2,4819), N08825 (2,4858) |
| 3 | 2.70E+06 | 78,300 | <ul style="list-style-type: none"> • High strength nickel-chromium alloys - N06625 (2,4856) |

Las constantes de fabricación indicados en la tabla 9-1, se utilizan en la ecuación 9-10.

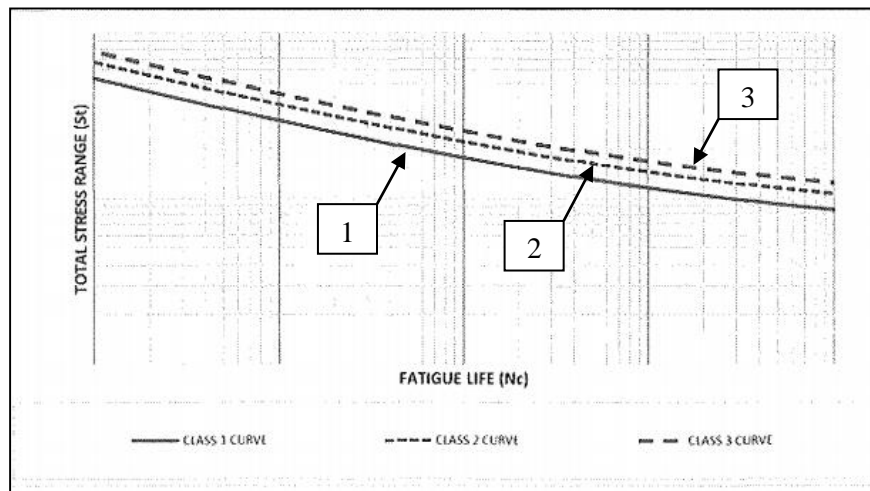


Fig. 9-1 Vida en fatiga

Como se indica en la figura 9-1, en la medida que aumentan el número de ciclos de vida, (fatigue life, Nc), la tensión admisible disminuye.

El cálculo de la cantidad de ciclos de vida (ver tabla 9-2) para la junta arroja lo siguiente:

Tabla 9-2. Constantes de fabricación.

| VARIABLE | Cálculo | VO-4601 |
|----------|---------|---------|
| Nc | 7029 | 7034 |

El resultado presenta una desviación menor, que puede corresponder a la cantidad de decimales involucrados en las ecuaciones, por lo que se considera correcto.

Para detalles del cálculo, ver anexo A.

10 FALLAS EN JUNTAS DE EXPANSIÓN

Las juntas de expansión pueden funcionar correctamente por muchos años cuando están correctamente diseñadas y fabricadas para unas condiciones de trabajo dadas, sin embargo, las fallas pueden ocurrir por diversos factores. Algunos son:

10.1 Falla por fatiga

La falla por fatiga en una junta de expansión es influenciada por varios factores como: presión de operación, temperatura de operación, material del fuelle, los movimientos por convolución, espesor del fuelle, profundidad y paso por convolución, además, del tratamiento térmico del fuelle. Cualquier cambio en esos factores puede producir una variación en la duración de la junta de expansión. El endurecido del acero inoxidable austenítico en el proceso de fabricación de la junta mejora generalmente la vida de la junta de expansión.

Los ciclos de uso, vida útil, esperados para una junta de expansión pueden ser definidos como el número total de ciclos completos que puede soportar basado en los datos tabulados según las pruebas de comportamiento a una temperatura ambiente y simulando las condiciones de operación. Un ciclo es definido como un movimiento completo, desde la posición inicial en el sistema de tuberías hasta la posición en la condición de operación y el regreso a la posición inicial. La vida esperada por fatiga depende del máximo rango de esfuerzo al que el fuelle es sometido, este factor es el más importante.

Las ecuaciones dadas para el cálculo de falla por fatiga, se deben usar solo a temperatura de metal en operación (la que está por debajo del rango de temperatura de creep).

La falla por fatiga, está en función de la suma del esfuerzo meridional por presión y el esfuerzo meridional por el rango de deflexión, que se basa en el desplazamiento axial equivalente.

El número de ciclos para falla puede ser evaluado por las ecuaciones indicadas en punto 9. Las constantes son obtenidas desde los gráficos esfuerzo S_t versus el número de ciclos N_c para falla desde los actuales test de una serie de fuelles de materiales similares a temperatura ambiente (room temperature). Esas curvas tratan de predecir la vida del fuelle. El diseño de ciclos de vida, es una representación realista del número de ciclos de operación estimado. Un diseño conservador en el cálculo de vida útil podría incrementar el número de convoluciones, y una junta propensa a inestabilidad debido a la longitud

10.2 Inestabilidad del fuelle

La presión interna excesiva puede causar que la junta comience a ser inestable y serpente. El serpienteo es perjudicial para las prestaciones del fuelle, reduce fuertemente la vida por fatiga y la capacidad de soportar presión interna. Las dos formas más comunes de serpienteo son: serpienteo en columna y serpienteo en un plano. El serpienteo en columna está definido como una gran deformación lateral en referencia del centro del fuelle. Este problema está asociado a juntas largas con respecto al diámetro, y es similar al efecto de una columna pandeada. Como en una columna, el diagrama de carga crítica tiene una región elástica y una inelástica

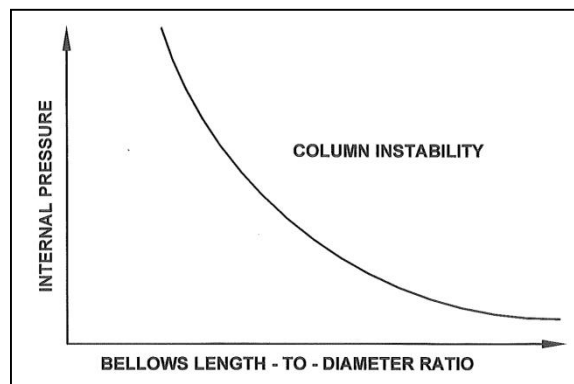


Fig. 10-1 Estabilidad del fuelle

El gráfico (fig. 10-1) describe el comportamiento para una misma serie de fuelles del mismo diámetro, espesor y forma. Las ecuaciones asumen que cada extremo de la junta de expansión está rígidamente soportado (fijo), para otras condiciones en los extremos, limitar la presión de diseño como se indica.

- Fijo-Rotulado $0.5P_{sc}$
- Rotulado-Rotulado $0.25P_{sc}$
- Fijo-Lateralmente guiado $0.25P_{sc}$
- Fijo-Libre $0.06P_{sc}$

P_{sc}: Presión interna de diseño basada en la inestabilidad de la columna, psig (MPa).

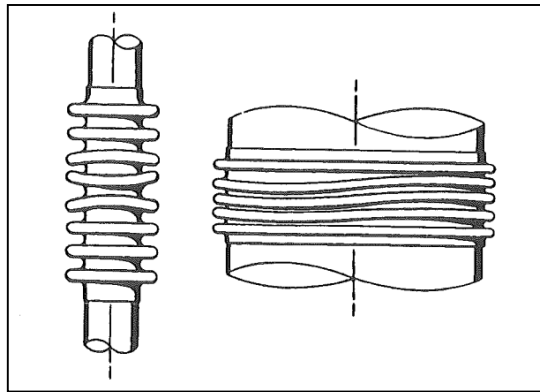


Fig. 10-2 "Squirm" o serpenteo

Se debe notar que la presión externa no produce serpenteo ("squirm").

La vida útil de una junta, y en general de todas las partes, piezas y materiales que componen un sistema es muy importante para estimar el tiempo de uso esperado sin sobre dimensionar la instalación a un punto tal, que sea inviable comercialmente.

La vida útil se define como el número total de ciclos completos de trabajo hasta su ruptura. Un ciclo completo es el movimiento realizado por la junta desde la posición de instalación hasta la posición de máxima deflexión y el retorno a la posición inicial.

10.3 Otras fallas

Existen otros tipos de fallas que se pueden producir en una junta de expansión. Algunas de estas fallas son:

- Daños durante el transporte y almacenamiento.
 - Golpes, abolladuras, rasgaduras etc. Este tipo de fallas se pueden producir debido al mal almacenaje, insuficiente protección del clima o cualquier otro similar.
- Mala instalación.
 - Juntas montadas sin respetar el sentido del flujo. Esto es de vital importancia cuando la junta considera deflector interno.
 - Las juntas pueden requerir de una dimensión de montaje específica, por lo que se incorporan elementos de transporte que permiten mantener la dimensión de la junta hasta el montaje. Es habitual que, por error, los elementos de transporte de la junta se

retiren previamente al montaje, dejando la junta libre y esta, en forma natural puede modificar su dimensión, estirándose o contrayéndose.

- En las juntas sin "tie rods" se requiere que la instalación, específicamente los soportes, puedan absorber la carga axial (FRP). Si los soportes están mal dimensionados se producirá una falla en los anclajes.

10.4 Casos de fallas

En algunas instalaciones industriales, se han producido fallas en juntas como consecuencia de la inapropiada interpretación de desplazamientos, problemas en el sistema de cañerías etc.

Modificación de tensores ("tie rods")

Como se ha visto en puntos anteriores, las juntas de expansión incorporan tensores (tie rods) que se utilizan para impedir que la junta se extienda por sobre lo diseñado debido al efecto de la presión interna. El presente caso corresponde a una junta universal que permite una leve expansión axial, ya que hay una holgura en los tensores, sin embargo, cuando la cañería comenzó a operar (se presuriza) la junta se comienza a expandir debido al efecto de la presión interna, hasta que los "tie rods" comienzan a tomar carga, sin embargo, el operador interpreta erróneamente "que la junta no puede continuar expandiéndose" e interviene los tensores para que la junta continúe aumentando la deformación. Esta operación se repite varias veces provocando desalineamientos de las cañerías perceptibles visualmente.



Fig. 10-3 Juntas en succión y descarga de compresor de aire.

Debido al desconocimiento del operador, referente al comportamiento del sistema, la junta se deforma por sobre lo requerido y diseñado. Para solucionar el problema se realiza un estudio de las cañerías deformadas, para verificar que las tensiones alcanzadas debido a la manipulación de la expansión de la junta, no comprometen la integridad del sistema, para luego a través de un sistema de tensores reubicar las cañerías y la junta.

Presurización de línea de succión

Como se ha indicado en puntos anteriores, la presión es fundamental en el comportamiento de las juntas de expansión, ya que ésta trata de expandir axialmente el fuelle. El presente caso trata de una junta sin tensores ubicada en la succión (zona de baja presión) en un par de bombas (una operando y otra "stan by"). Por un error en la operación, no se cerró correctamente las válvulas de corte (la válvula check no se instaló) en la bomba que no opera, por lo que, a través de las cañerías, y pasando a través incluso de la misma bomba que no opera, la presión de la descarga hasta llegar a la succión, como se muestra en la figura 10-4, afectando a la junta.

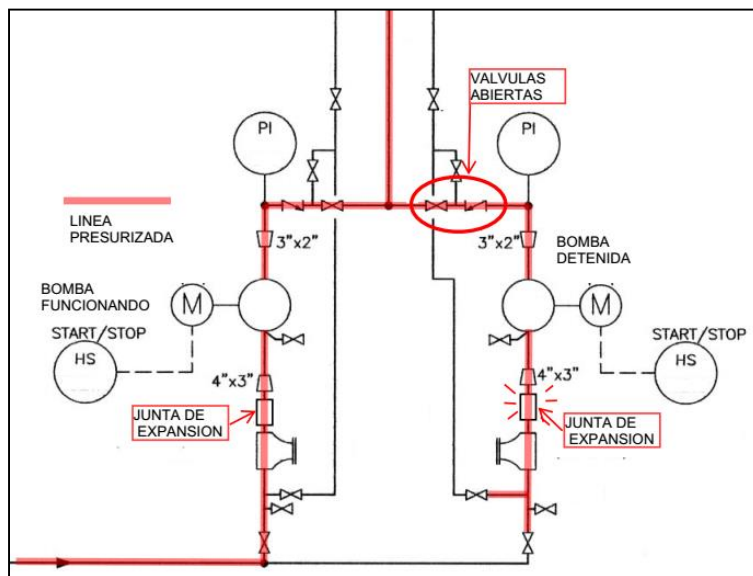


Fig. 10-4 Juntas en succión y descarga de compresor de aire.

Al presurizarse la succión, situación no considerada en el diseño, aparece la FRP y como la junta no tiene tensores, la carga pasa hacia los soportes, la soportación no estaba calculada para este caso y finalmente cede causando una falla, como se muestra en la figura 10-5.



Fig. 10-5 Juntas en succión de bomba.

11 ANALISIS DE FALLOS Y EFECTOS (AMFE)

11.1 Antecedentes

El AMFE fue aplicado por vez primera por la industria aeroespacial en la década de los 60, e incluso recibió una especificación en la norma militar americana MIL-STD-16291 titulada “Procedimientos para la realización de análisis de modo de fallo, efectos y criticidad”. En la década de los 70 lo empezó a utilizar Ford, extendiéndose más tarde al resto de fabricantes de automóviles. En la actualidad es un método básico de análisis en el sector del automóvil que se ha extrapolado satisfactoriamente a otros sectores. Este método también puede recogerse con la denominación de AMFEC (Análisis Modal de Fallos, Efectos y su Criticidad) al introducir de manera remarcable y más precisa la especial gravedad de las consecuencias de los fallos.

Aunque la técnica se aplica fundamentalmente para analizar un producto o proceso en su fase de diseño, este método es válido para cualquier tipo de proceso o situación, entendiendo que los procesos se encuentran en todos los ámbitos de la empresa, desde el diseño y montaje hasta la fabricación, comercialización y la propia organización en todas las áreas funcionales de la empresa. Evidentemente, este método a pesar de su enorme sencillez, es usualmente aplicado a elementos o procesos clave en donde los fallos que pueden ocurrir por sus consecuencias puedan tener repercusiones importantes en los resultados esperados. El principal interés del AMFE es el de resaltar los puntos críticos con el fin de eliminarlos o establecer un sistema preventivo para evitar su aparición o minimizar sus consecuencias, con lo que se puede convertir en un riguroso procedimiento de detección de defectos potenciales si se aplica de manera sistemática.

La aplicación del AMFE por los grupos de trabajo implicados en las instalaciones o procesos productivos de los que son en parte conductores o en parte usuarios en sus diferentes aspectos, aporta un mayor conocimiento de los mismos y sobre todo de sus aspectos más débiles, con las consiguientes medidas preventivas a aplicar para su necesario control. Con ello se está facilitando la integración de la cultura preventiva en la empresa, descubriéndose que mediante el trabajo en equipo es posible profundizar de manera ágil en el conocimiento y mejora de la calidad de productos y procesos, reduciendo costos.

En la medida que el propósito del AMFE consiste en sistematizar el estudio de un proceso/producto, identificar los puntos de fallo potenciales y elaborar planes de acción para combatir los riesgos, el procedimiento es asimilable a otros métodos simplificados empleados en prevención de riesgos

laborales. Este método emplea criterios de clasificación que también son propios de la Seguridad en el Trabajo, como la posibilidad de acontecimiento de los fallos o hechos indeseados y la severidad o gravedad de sus consecuencias. Ahora bien, el AMFE introduce un factor de especial interés no utilizado normalmente en las evaluaciones simplificadas de riesgos de accidente, que es la capacidad de detección del fallo producido por el destinatario o usuario del equipo o proceso analizado, al que el método originario denomina cliente. Evidentemente tal cliente o usuario podrá ser un trabajador o equipo de personas que reciben en un momento determinado un producto o parte del mismo en un proceso productivo, para intervenir en el o bien en último término, el usuario final de tal producto. Es sabido que los fallos materiales suelen estar mayoritariamente asociados en su origen a la fase de diseño y cuanto más se tarde en detectarlos más costosa será su solución. De ahí la importancia de realizar el análisis de potenciales problemas en instalaciones, equipos y procesos desde el inicio de su concepción y pensando siempre en las diferentes fases de su funcionamiento previsto.

Este método no considera los errores humanos directamente, sino su correspondencia inmediata de mala operación en la situación de un componente o sistema. En definitiva, el AMFE es un método cualitativo que permite relacionar de manera sistemática una relación de fallos posibles, con sus consiguientes efectos, resultando de fácil aplicación para analizar cambios en el diseño o modificaciones en el proceso.

11.2 Método número de prioridad de riesgo, NPR

11.2.1 Proceso de realización

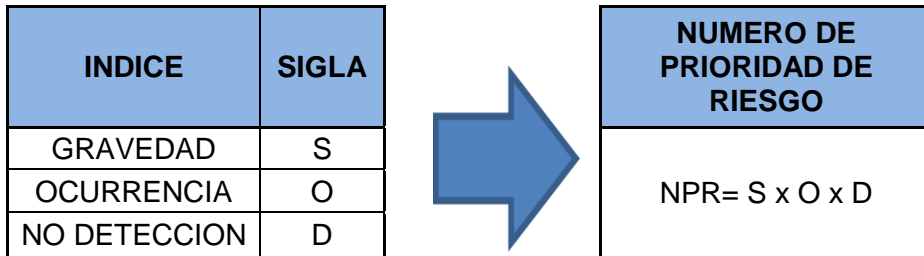
Para la realización de un AMFE, se deben tener en cuenta los siguientes puntos:

1. Definir el grupo de trabajo del AMFE. Previamente formato en lo necesario. Definir el coordinador.
2. Definir el tipo de AMFE; Producto, Servicio, Proceso.
3. Definir las prestaciones o funciones del producto, servicio o proceso a estudiar.
4. Determinar los modos potenciales de fallo
5. Determinar los efectos potenciales de fallo
6. Determinar las causas potenciales de fallo
7. Identificar los sistemas de control actuales
8. Determinar los índices de evaluación, para cada modo de fallo

9. Calcular para cada Modo de Fallo Potencial, los correspondientes Números de prioridad del riesgo.
10. Proponer acciones de mejora
11. Revisar el AMFE.

11.2.2 Índices de evaluación

Existen tres índices de evaluación, que son:



Índice de gravedad: Evalúa la gravedad del efecto o la consecuencia en el caso de suceder un fallo. Este índice valora en una escala de 1 a 10 según la siguiente escala:

| INDICE DE GRAVEDAD | VALOR DE S |
|---|------------|
| Ínfima. El defecto sería imperceptible por el usuario | 1 |
| Escasa. El usuario puede notar un fallo menor, pero sólo provoca una ligera molestia. | 2-3 |
| Baja. El usuario nota el fallo y le produce cierto enojo | 4-5 |
| Moderada. El fallo produce disgusto e insatisfacción al cliente. | 6-7 |
| Elevada. El fallo es crítico, originando un alto grado de insatisfacción en el cliente. | 8-9 |
| Muy elevada. El fallo implica problemas de seguridad o de no conformidad con los reglamentos. | 10 |

Índice de ocurrencia: Evalúa la probabilidad de que se produzca el Modo de Fallo, por cada una de las causas potenciales. Se puntúa de 1 a 10 según la siguiente escala:

| INDICE DE OCURRENCIA | VALOR DE O |
|---|------------|
| Muy escasa probabilidad de ocurrencia. Defecto inexistente en el pasado. | 1 |
| Escasa probabilidad de ocurrencia. Muy pocos fallos en circunstancias pasadas similares. | 2-3 |
| Moderada probabilidad de ocurrencia. Defecto aparecido ocasionalmente. | 4-5 |
| Frecuente probabilidad de ocurrencia, En circunstancias similares anteriores el fallo se ha presentado con cierta frecuencia. | 6-7 |
| Elevada probabilidad de ocurrencia. El fallo se ha presentado frecuentemente en el pasado. | 8-9 |
| Muy elevada probabilidad de fallo. Es seguro que el fallo se producirá frecuentemente. | 10 |

Índice de No Detección: Evalúa para cada causa, la probabilidad de detectar dicha causa y el Modo de Fallo resultante, antes de llegar a cliente. Se puntúa de 1 a 10 según la siguiente escala:

| INDICE DE NO DETECCIÓN | VALOR DE D |
|---|------------|
| Muy escasa. El defecto es obvio. Resulta muy improbable que no sea detectado por los controles existentes. | 1 |
| Escasa. El defecto aunque es obvio y fácilmente detectable podría raramente escapar a algún control primario, pero sería posteriormente detectado. | 2-3 |
| Moderada. El defecto es una característica de bastante fácil detección. | 4-5 |
| Frecuente. Defectos de difícil detección que con relativa frecuencia llegan al cliente. | 6-7 |
| Elevada. El defecto es de naturaleza tal, que su detección es relativamente improbable mediante los procedimientos convencionales de control y ensayo | 8-9 |
| Muy elevada. El defecto con mucha probabilidad llegará al cliente por ser muy detectable. | 10 |

11.2.3 Número de Prioridad de Riesgo

El Número de Prioridad de Riesgo (NPR), se calcula para cada modo de fallo potencial según la siguiente fórmula:

| NUMERO DE PRIORIDAD DE RIESGO |
|------------------------------------|
| $\text{NPR} = S \times O \times D$ |

Por lo tanto, al final del AMFE se obtiene un listado priorizado de Modos de Fallos Potenciales, los efectos y sus posibles causas.

11.2.4 Proponer acciones de mejora

Una vez priorizados los Modos de Fallo Potenciales, se definirán las correspondientes Acciones de Mejora. Es mejor, más económico, prevenir un determinado Fallo, que ir corrigiendo cada vez que se produce alguno.

Es conveniente considerar aquellos casos cuyo índice de gravedad sea 10, aunque la valoración de la frecuencia es subjetiva y el NPR menor de 100 o del valor considerado como límite.

11.3 AMFE aplicado

Al realizar un análisis modal de fallos y efectos (AMFE) que pueden ocurrir durante la utilización de juntas de expansión en circuitos, tenemos el siguiente cuadro:

Tabla 11-1. Análisis modal de fallos efectos (AMFE)

| ANÁLISIS MODAL DE FALLOS Y EFECTOS (A.M.F.E) | | | | | | | | | | | |
|---|--|---|---|------|--|------|--|------|---------|--------------------------------------|---|
| 1. FALLO | 2. CAUSA | 3. MODO POTENCIAL DE FALLO | 4. EFECTOS POTENCIALES DEL FALLO | 5. S | 6. CAUSA POTENCIAL DEL FALLO | 7. O | 8. VERIFICACION | 9. D | 10. NPR | 11. ACCIÓN RECOMENDADA | OBS |
| COMPRESION EXCESIVA DE JUNTA EN OPERACIÓN | EXPANSION ALTA DE SISTEMA DE CAÑERÍA | ROTURA DE FUELLE | FUGA DEL FLUIDO TRASNPORADO | 10 | SOPORTACION INCORRECTA | 6 | REVISION EN FASE DE PROYECTO, MONTAJE Y OPERACION | 5 | 300 | REVISION MANTENCION PREVENTIVA | |
| CICLOS DE OPERACIÓN POR SOBRE EL DISEÑO | EL PROCESO DE LA PLANTA REQUIERE DE MÁS CICLOS QUE LOS DE DISEÑO | ROTURA DE FUELLE POR FATIGA | FUGA DEL FLUIDO TRASNPORADO | 10 | CICLOS REQUERIDOS PARA EL FUELLE INADECUADOS | 5 | ESPECIFICACION CON LA INFORMACION ADECUADA DE LA JUNTA | 5 | 250 | CONTROL DE CICLOS DEL SISTEMA | LA MODIFICACION DE LOS CICLOS DE OPERACIÓN, DEPENDE DEL CLIENTE FINAL |
| SOBREPRESION DEL SISTEMA (1) | DEBIDO AL PROCESO DE LA PLANTA AUMENTA LA PRESION DEL SISTEMA | ROTURA DE FUELLE POR ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL | FUGA DEL FLUIDO TRASNPORADO | 9 | PRESION DE DISEÑO INADECUADA | 4 | ESPECIFICACION CON LA INFORMACION ADECUADA DE LA JUNTA | 7 | 252 | INCLUIR SISTEMA DE ALIVIO DE PRESIÓN | LA VARIACIÓN EN LA PRESION DEPENDE DEL CLIENTE FINAL |
| SOBREPRESION DEL SISTEMA (2) | DEBIDO AL PROCESO DE LA PLANTA AUMENTA LA PRESION DEL SISTEMA | FALLA DE LOS ANCLAJES DE SOPORTACIÓN. | EXPANSION EXCESIVA DE FUELLE Y ROTURA | 9 | PRESION DE DISEÑO INADECUADA | 7 | ESPECIFICACION CON LA INFORMACION ADECUADA DE LA JUNTA | 5 | 315 | INCLUIR SISTEMA DE ALIVIO DE PRESIÓN | LA VARIACIÓN EN LA PRESION DEPENDE DEL CLIENTE FINAL |
| MODIFICACION DE SISTEMA DE TENSORES (TIE-ROD) EN PLANTA | LA JUNTA SE EXPANDE POR SOBRE LA CONDICION DE DISEÑO | ROTURA DE FUELLE POR DEFORMACION | EXPANSION EXCESIVA DE FUELLE Y POTENCIAL ROTURA | 8 | MANIPULACION INADECUADA | 7 | SUPERVISIÓN DE OPERACION | 4 | 224 | CAPACITACION | |

11.3.1 Análisis de resultados

Según los resultados obtenidos en la aplicación del método AMFE, el caso de fallo donde se debe centrar la atención es en el "SOBREPRESIÓN DEL SISTEMA (2)", ya que corresponde al que ha obtenido la mayor puntuación según el NPR y concuerda con las experiencias de fallas expuestas en el punto 10.4, donde la sobre presión en la cañería que tiene una junta, hace fallar la soportación y posteriormente la junta misma debido a la expansión descontrolada de esta.

12 MANTENIMIENTO PREVENTIVO

12.1 Instalación

Los pasos necesarios para la instalación de cualquier junta de expansión deben ser planeados previamente al montaje. Los instaladores deben seguir los pasos como lo indican las instrucciones desarrolladas por el fabricante. Los puntos más críticos durante el proceso de instalación son los siguientes:

- Se debe tener especial cuidado con el fuelle para evitar abolladuras, golpes, salpicaduras de soldaduras y cualquier otro daño equivalente.
- La junta no debe instalarse con desalineamientos (compresión, extensión, rotación, deformación lateral) que no estén considerados e incorporados en el diseño. Esto puede causar que la junta se deforme por sobre la condición para la que ha sido calculada y ocasiona daño en el fuelle u otro componente del sistema. Especialmente puede afectar la cantidad de ciclos reduciéndolos considerablemente. También se pueden ver afectados los elementos internos de la junta.
- Cualquier posicionamiento previo (en frío) de la junta debe ser desarrollado de acuerdo con las instrucciones específicas que incluirán la dirección y magnitud del movimiento.
- Anclajes, guías y cualquier otro soporte que se instale en la cañería siguiendo estrictamente los planos del sistema. Cualquier desviación detectada durante el montaje, debe ser revisada por el especialista.
- En algunos casos las juntas están provistas de deflectores internos por lo que deben ser instaladas el sentido del flujo correcto.
- Cuando la junta de expansión, la cañería y los soportes se encuentren correctamente montados, es momento de realizar el retiro de los elementos de transporte que impiden que la junta se deforme durante el traslado desde la fábrica a la faena y posterior montaje.

12.2 Inspección de la instalación durante y posterior a la prueba de presión.

Una inspección visual debe incluir la revisión de lo siguiente:

- Verificar fugas o pérdida de presión.
- Revisar deformaciones en la soportación, en el o los fuelles y cualquier otro componente en el sistema de cañerías. Según el AMFE aplicado, esta es la única de las causas de falla que se asocian a la mantención o revisión preventiva.
- Cualquier movimiento imprevisto en las cañerías debido al efecto de la presión.
- Evidencia de inestabilidad del fuelle.

- Cualquier evidencia de anormalidad o daño, debe ser revisada y evaluada por el especialista.

12.3 Inspección periódica en servicio

Para la inspección periódica se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Inmediatamente después de colocar el sistema en funcionamiento, se debe realizar una inspección visual para asegurar que la expansión térmica está siendo absorbida por las juntas de expansión de la manera en que fueron diseñadas.
- Los fuelles deben ser inspeccionados para detectar evidencias de vibraciones imprevistas.
- El diseñador del sistema planificará un programa de inspección periódica que se llevará a cabo durante toda la vida útil del sistema.
- La frecuencia de estas inspecciones será determinada por el servicio y las condiciones ambientales a las que se encuentra sometida la junta.
- Estas inspecciones deben incluir los elementos indicados anteriormente, así como un examen de los signos de corrosión externa, el apriete de las partes roscadas y el deterioro de los anclajes, guías y cualquier otro elemento, cuando la naturaleza crítica del sistema lo justifique, puede ser necesario idear medios para minimizar la probabilidad de este tipo de falla, incluyendo el reemplazo preventivo periódico de componentes críticos del sistema.
- Cuando cualquier inspección revele evidencia de mal funcionamiento, daño o deterioro, ésta deberá ser revisada por un especialista.

13 CONCLUSIONES

La presente tesis realiza un compendio de experiencias en diseño de instalaciones de cañerías, selección de juntas y estudios de fallas desarrollados en Chile.

En esta recapitulación sobre las juntas de expansión y las aplicaciones industriales en el transporte de fluidos, donde se describen los tipos de juntas, los materiales utilizados, los desplazamientos a los que está expuesta, se desarrolla el cálculo de un fuelle, además se exponen casos de fallas en la industria. Luego del tratamiento que se le da al tema, se puede decir que es un manual descriptivo de selección y uso de las juntas de expansión para aplicaciones industriales.

Las juntas de expansión a pesar de ser elementos de cierta complejidad son muy abordables cuando se analizan las diversas variables que se deben tener en cuenta al momento del diseño de cada instalación y la posterior selección de una junta.

Existen normas internacionales que dan los lineamientos para el diseño de instalaciones y el diseño de juntas de expansión, que sirven de guía y le otorgan un gran respaldo.

La norma EJMA es un documento muy completo para el diseño de juntas de expansión y al ser utilizado por los mayores fabricantes de estos elementos en el mundo cuenta con un amplio apoyo experimental, sin embargo, se debe tener en cuenta que la misma norma indica que no es suficiente con diseñar en base a las ecuaciones, ya que estas deben ser acompañadas y corroboradas con un modelo de fuelle fabricado sometido a las condiciones de operación.

Como la EJMA se apoya en otros códigos que sirven para el diseño de cañerías, se debe poner especial atención al número de ciclos de vida. Como ya sabemos el código de diseño de cañerías ASME B31.3, la cual solicita como mínimo 7000 ciclos de vida y corresponde al número que probablemente utilizará el fabricante para el diseño. Esta información se debe tener en cuenta en el diseño de la junta, sobre todo si los ciclos esperados son superiores a los solicitados por la norma de diseño.

Como se aprecia en los resultados, las tensiones obtenidas en el cálculo del fuelle son muy bajas con respecto a los admisibles, sin embargo, la limitante en el diseño corresponde al número de ciclos que es la condición que finalmente rige el diseño del fuelle para el caso estudiado.

Los resultados a los cálculos realizados con las ecuaciones de EJMA para las tensiones del fuelle y número de ciclos, se corresponden con los calculados en el diseño original por el fabricante de la junta (VO-4601, ver anexos B y C) utilizada de referencia.

14 REFERENCIAS

Los documentos de referencia son:

- Standard of the Expansion Joint Manufacturers Association (EJMA), Inc. Tenth Edition, 2015.
- ASME B31.3, Process Piping, 2014.
- Fluid Sealing Association (FSA). Non-metallic Expansion Joint Division.
- Diversos proyectos desarrollados por SIM Ingeniera (www.sim-chile.cl)
- Catálogo CORACI, España.
- Catálogo UNAFLEX, EEUU.
- Catálogo US BELLOWS, EEUU.
- Catálogo DINATECNICA, Brasil.
- Catálogo MACOGA, España.
- Catálogo Witzenmann, Alemania.
- AMFEPLATFORM (www.amfe.es)
- Scarpatti y Asociados. Consultores en gestión organizacional.

15 ANEXOS

A. Cálculo y verificación del fuelle

EJMA 10th ed 2015

EXPANSION JOINT : VO-4601A

4.1 MOVEMENT EQUATIONS

CALCULO DE MOVIMIENTO AXIAL DEBIDO A COMPRESIÓN O EXTENSIÓN PUROS

$x := 0.67$ Desplazamiento, compresión o extensión (in)

$N := 6$ Número de convoluciones

$ex := \frac{x}{2N}$ Para junta de expansión de doble fuelle (4-2)

$ex = 0.056$ Movimiento por convolucion (in)

$exmm := \frac{x \cdot 25.4}{2N} = 1.418$ Movimiento por convolucion (mm)

CALCULO DE MOVIMIENTO AXIAL DEBIDO A LA FLEXION

$\theta := 0.00175$ Angulo de la junta (rad)

$Dm := 37$ Diametro medio de la convolución (in)

$e\theta := \frac{\theta \cdot Dm}{4N}$ Para junta de expansión de doble fuelle (4-4)

$e\theta = 2.698 \times 10^{-3}$ Movimiento axial por convolución debido a flexión pura (in)

$e\theta mm := \frac{\theta \cdot Dm \cdot 25.4}{4N} = 0.069$ Movimiento axial por convolución debido a flexión pura (mm)

CALCULO DE MOVIMIENTO AXIAL DEBIDO A LA DEFLEXION LATERAL

$Ku := 1.22$ Factor que relaciona el desplazamiento axial equivalente por convolución debido a la deflexión lateral.

$y := 1.67$ Desplazamiento latera (in)

$Lu := 30.7$ Distancia entre los punto extremos del fuelle en una junta universal (in)

$Lb := 5.9$ Largo del fuelle (in) N por q q es largo de la onda de la convolucion

$L := (Lu - Lb) = 24.8$

$$eycomp := \frac{3Dm}{2 \cdot N \cdot Lb} \cdot \frac{1 + \frac{L}{Lb}}{1 + 3 \cdot \left(\frac{L}{Lb}\right)^2} \cdot \frac{L \cdot y}{\left(L - \frac{x}{2}\right)} = 0.256$$

Nota:
Positivo para extension axial y
negativo para compresión.

$eycomp = 0.256$ Donde el movimiento axial es compresión (in)

$$eycompmm := \frac{3Dm}{2 \cdot N \cdot Lb} \cdot \frac{1 + \frac{L}{Lb}}{1 + 3 \cdot \left(\frac{L}{Lb}\right)^2} \cdot \frac{L \cdot y \cdot 25.4}{\left(L - \frac{x}{2}\right)} = 6.495$$

Donde el movimiento axial
es compresión (mm)

4.2 COMBINANDO MOVIMIENTOS

$ec2 := eycomp + e\theta + ex$ Compresión axial equivalente por convolución

$ec2 = 0.314$ in

$ec2mm := (eycomp + e\theta + ex) \cdot 25.4 = 7.982$ mm

$ee2 := eycomp + e\theta - ex$ Extensión axial equivalente por convolución

$ee2 = 0.203$ in

$ee2mm := (eycomp + e\theta - ex) \cdot 25.4 = 5.146$ mm

4.13.1 DESING EQUATIONS FOR UNREINFORCED BELLOWS

Data:

$$P := 14.5$$

Pressure (psig)

$$D_b := 35.83$$

Inside diameter of cilindrical tangent and bellows convolutions (in)

$$n := 2$$

Number of bellows materials plies of thickness (t)

$$t := 0.0315$$

Bellows nominal materials thickness of one ply (in)

$$L_t := 0.59$$

Mean length of long side of rectangular bellows (in)
=long inside length + convolution height

$$E_{bc} := 28282359$$

Modulus of elasticity at desing temperature, unles otherwise specified, for material(psi). Subscripts b, c, f, p and r denote the bellows, reinforcement collar, fastener, pipe and reinforcing ring material, respectively.

$$k := \frac{L_t}{1.5\sqrt{D_b t}}$$

If $k > 1$, use $k=1$

$$k = 0.37$$

A factor which considers the stiffening effect of the attachment weld and the end convolution on the pressure capacity of the bellow tangent.

$$t_c := 0.0787$$

Bellows tangent reinforcing collar material thickness (in)

$$E_b := 27122057$$

Modulus of elasticity at desing temperature, unles otherwise specified, for material(psi). Subscripts b, c, f, p and r denote the bellows, reinforcement collar, fastener, pipe and reinforcing ring material, respectively.

$$L_c := 0.59$$

Bellows tangent collar length (in)

$$D_c := D_b + 2n \cdot t + t_c$$

Mean diameter of bellows tangent reinforcing collar (in)

$$D_c = 36.035$$

$$C_p := 0.73$$

Factor used in specific design calculations to relate U-shaped bellows convolution.

$$w := 1.25$$

Convolution height (in)

$$q := 1$$

Convolution pitch (in)

$$t_p := t \cdot \sqrt{\frac{D_b}{D_m}}$$

$$t_p = 0.0310$$

Bellows tangent reinforcing collar material thickness (in)

Bellows Tangent Circumferential Membrane Stress Due to Pressure

$$S1 := \frac{P \cdot (Db + n \cdot t)^2 \cdot Lt \cdot Eb \cdot k}{2[n \cdot t \cdot Eb \cdot Lt \cdot (n \cdot t + Db) + tc \cdot k \cdot Eb \cdot Lc \cdot Dc]}$$

$$S1 = 1044.36 \quad \text{psi}$$

$$S1N := \frac{P \cdot (Db + n \cdot t)^2 \cdot Lt \cdot Eb \cdot k \cdot 0.00689476}{2[n \cdot t \cdot Eb \cdot Lt \cdot (n \cdot t + Db) + tc \cdot k \cdot Eb \cdot Lc \cdot Dc]} = 7.2 \quad \frac{N}{mm^2}$$

Collar Circumferential Membrane Stress Due to Pressure

$$S'1 := \frac{P \cdot Dc^2 \cdot Lt \cdot Eb \cdot k}{2 \cdot [n \cdot t \cdot Eb \cdot Lt \cdot (Db + n \cdot t) + tc \cdot k \cdot Eb \cdot Lc \cdot Dc]}$$

$$S'1 = 1052.62 \quad \text{psi}$$

$$S'1N := \frac{P \cdot Dc^2 \cdot Lt \cdot Eb \cdot k \cdot 0.00689476}{2 \cdot [n \cdot t \cdot Eb \cdot Lt \cdot (Db + n \cdot t) + tc \cdot k \cdot Eb \cdot Lc \cdot Dc]} = 7.26 \quad \frac{N}{mm^2}$$

Bellows Circumferential Membrane Stress Due to Pressure

$$S2 := \left(\frac{P \cdot Dm}{2 \cdot n \cdot tp} \right) \cdot \left(\frac{1}{0.571 + 2 \cdot \frac{w}{q}} \right)$$

$$S2 = 1408.95 \quad \text{psi}$$

$$S2N := \left(\frac{P \cdot Dm}{2 \cdot n \cdot tp} \right) \cdot \left(\frac{1}{0.571 + 2 \cdot \frac{w}{q}} \right) \cdot 0.00689476 = 9.71 \quad \frac{N}{mm^2}$$

Bellows Meridional Membrane Stress Due to Pressure

$$S3 := \frac{P \cdot w}{2 \cdot n \cdot tp}$$

$$S3 = 146.18 \quad \text{psi}$$

$$S3N := \frac{P \cdot w \cdot 0.00689476}{2 \cdot n \cdot tp} = 1.01 \quad \frac{N}{mm^2}$$

Bellows Meridional Bending Stress Due to Pressure

$$S4 := \left(\frac{P}{2 \cdot n} \right) \cdot \left(\frac{w}{tp} \right)^2 \cdot Cp$$

$$S4 = 4303.13 \quad \text{psi}$$

$$S4N := \left(\frac{P}{2 \cdot n} \right) \cdot \left(\frac{w}{tp} \right)^2 \cdot Cp \cdot 0.00689476 = 29.67 \quad \frac{N}{mm^2}$$

Bellows Meridional Membrane Stress Due to Deflection

Valor extraído de figura 4.17 como los siguientes datos (Cf1 y Cf2):

$$Cf := 1.53$$

$$S5 := \frac{Ebc \cdot tp^2 \cdot ec2}{2 \cdot w^3 \cdot Cf}$$

$$r := \frac{\frac{q}{2} - tp \cdot n}{2} \quad r = 0.2190$$

$$rm := \frac{[r + r + (n \cdot tp)]}{2} \quad rm = 0.2500$$

$$S5 = 1428.91 \quad \text{psi}$$

$$Cf1 := \frac{2 \cdot rm}{w} \quad Cf1 = 0.4$$

$$S5N := \frac{Ebc \cdot tp^2 \cdot ec2 \cdot 0.00689476}{2 \cdot w^3 \cdot Cf} = 9.85 \frac{N}{mm^2}$$

$$Cf2 := \frac{1.82 \cdot rm}{\sqrt{Dm \cdot tp}} \quad Cf2 = 0.425$$

Bellows Meridional Bending Stress Due to Deflection

Valor extraído de figura 4.18, con los siguientes datos (Cd1 y Cd2):

$$S6 := \frac{5 \cdot Ebc \cdot tp \cdot ec2}{3 \cdot w^2 \cdot Cd}$$

$$Cd := 1.57$$

$$S6 = 187176.83 \quad \text{psi}$$

$$Cd1 := \frac{2 \cdot rm}{w} \quad Cd2 := \frac{1.82 \cdot rm}{\sqrt{Dm \cdot tp}}$$

$$Cd1 = 0.4$$

$$Cd2 = 0.425$$

$$S6N := \frac{5 \cdot Ebc \cdot tp \cdot ec2 \cdot 0.00689476}{3 \cdot w^2 \cdot Cd} = 1290.54 \frac{N}{mm^2}$$

VERIFICATIONS

Stress calculation shall comply with the following (4) equations:

1. $s_1, s_2 \leq C_{wb} \cdot W_b \cdot S_{ab}$
2. $s'_1 \leq C_{wc} \cdot W_c \cdot S_{ac}$
3. $s_3 + s_4 \leq C_{wb} \cdot S_{ab}$
4. $s_3 + (s_4 / 1.25) \leq S_{ab}$

$C_{wb} := 0.6$ Longitudinal weld joint efficiency factor (E from ASME B31.3)

$C_{wc} := 0.6$

$(W_b := 1)$ Elevated temperature weld joint strength reduction factor (W from ASME B31.3)

$W_c := 1$

$S_{ab} := 23300$ psi Allowable material stress at design temperature (from ASME B31.3)

$S_{ac} := 23300$ psi

| | | | | |
|----|---------------------|--|--|---------------|
| 1. | $S_1 = 1044.36$ psi | $V_1 := C_{wb} \cdot W_b \cdot S_{ab}$ | | |
| | $S_2 = 1408.95$ psi | $V_1 = 13980.00$ Psi | | CUMPLE |

| | | | | |
|----|----------------------|--|--|---------------|
| 2. | $S'_1 = 1052.62$ psi | $V_2 := C_{wc} \cdot W_c \cdot S_{ac}$ | | |
| | | $V_2 = 13980.00$ Psi | | CUMPLE |

| | | | | |
|----|-----------------------|------------------------------|--|---------------|
| 3. | $S_1 + S_3 = 1190.54$ | $V_3 := C_{wb} \cdot S_{ab}$ | | |
| | | $V_3 = 13980.00$ Psi | | CUMPLE |

| | | | | |
|----|---|----------------------|--|---------------|
| 4. | $S_1 + \left(\frac{S_4}{1.25} \right) = 4486.87$ | $V_4 := S_{ab}$ | | |
| | | $V_4 = 23300.00$ Psi | | CUMPLE |

Fatigue Life

$$St := 0.7 \cdot (S3 + S4) + (S5 + S6)$$

$$St = 191720.26 \text{ psi}$$

Notes b y c are materials and manufacturing constants

$$b := 67500$$

$$c := 2330000$$

$$fc := 0.8$$

$$Nc := \left(\frac{c}{\frac{St}{fc} - b} \right)^{3.4}$$

$$Nc = 7029 \text{ cycles}$$

Limiting Internal Design Pressure Based on Column Inestability (both ends rigidly supported)

$$\left(f_{iu} := 1.7 \cdot \frac{Dm \cdot Eb \cdot t_p^3 \cdot n}{w^3 \cdot Cf} \right)$$

Bellows theoretical axial elastic spring rate per convolution

$$(f_{iu}) = 34008.00 \left(\frac{\text{lbf}}{\text{in}} \right)$$

$$(C\Theta := 1)$$

Column instability pressure reduction factor based on imposed angular rotation

1.0 for universal bellows

$$(Nt := 12)$$

Total number of convolutions in both bellows for calculation

$$\left(P_{sc} := \frac{0.34 \cdot \pi \cdot C\Theta \cdot f_{iu}}{Nt^2 \cdot q} \right)$$

Limiting internal design pressure based on column instability, psig

$$(P_{sc}) = 252.26$$

(psig)

Limiting Design Pressure Based on Inplane Inestability (both ends rigidly supported)

($S_y := 35000$) Yield strength at design temperature (psi)

$$\left(A_c := \left[2\pi \cdot r_m + 2 \sqrt{\left(\frac{q}{2} - 2 \cdot r_m \right)^2 + (w - 2 \cdot r_m)^2} \right] \cdot t_p \cdot n \right)$$

(A_c) = 0.19 Cross sectional metal area of one bellows convolution, in²

($K_r := 1$) Circumferential stress factor

$S_i := 23300$

$K_2 := \frac{S_i}{P} = 1.607 \times 10^3$ Inplane instability factor

$K_4 := \left(\frac{C_p}{2 \cdot n} \right) \cdot \left(\frac{w}{t_p} \right)^2 = 296.768$ Inplane instability factor

$\delta := \frac{K_4}{3K_2}$ Inplane instability stress ratio

$\alpha := 1 + \delta^2 + \left(1 - 2 \cdot \delta^2 + 4 \cdot \delta^4 \right)^{0.5} = 2.00$ Inplane instability stress interaction factor

$$\left(P_{sii} := \frac{(1.3 \cdot A_c \cdot S_y)}{K_r \cdot D_m \cdot q \cdot \sqrt{\alpha}} \right)$$

(P_{sii}) = 165.54 (psi)

4.13.4 BELLOW TORSION

$$Mt := 1000$$

Torque (in.lbs)

$$Ld := 0.571 \cdot q + 2 \cdot w$$

Longitud Desarrollada de una convolución (in)

$$(Ld) = 3.071$$

$$\nu := 0.3$$

Coefficiente de Poisson

$$G1 := \frac{Eb}{2(1 + \nu)}$$

Modulo de rigidez a temperatura de diseño del material (psi)

$$G1 = 1.043 \times 10^7$$

$$\left(Ss := \frac{2 \cdot Mt}{n \cdot t \cdot \pi \cdot Db^2} \right)$$

$$(Ss) = 7.871$$

Esfuerzo de corte (psi)

$$\phi := \frac{4 \cdot Mt \cdot Ld \cdot N}{\pi \cdot G1 \cdot n \cdot t \cdot Db^3}$$

Angulo de giro (rad)

$$\phi = 7.761 \times 10^{-7}$$

rad

$$\phi1 := \phi \cdot 63.66 = 0.0000494 \text{ } ^\circ (\text{deg})$$

B. Cálculo fuelle original

MACOGA TECHNICAL DEPARTMENT
UNREINFORCED BELLOWS CALCULATION VO-4601

Sheet 1 of 2

CODE : E.J.M.A.
CUSTOMER :
PROJECT NO. :
ORDER NO. :
EXPANSION JOINT TYPE : MWL DN 36" x 1026 mm / ITEM : VO - 4601A
DATE : 16-07-08
DRAWING NO. : 46,325 REV 3 ISSUED BY :
CALCULATION NO. : C4235R1J CHECKED BY :

DESIGN CONDITIONS

PRESSURE Pd: 2,00 Bar (a)/FV
TEMPERATURE Tm: 150,00 °C
AXIAL MOVEMENT IN EXTENSION +y: 0,00 mm
AXIAL MOVEMENT IN COMPRESSION -y: 17,00 mm
LATERAL MOVEMENT, VERTICAL z: 30,00 mm
LATERAL MOVEMENT, HORIZONTAL x: 30,00 mm
TOTAL LATERAL MOVEMENT : 42,43 mm
ANGULAR ROTATION a: 0,10 Deg.

GEOMETRY AND DIMENSIONS

NOMINAL BORE ND: 900 mm
INTERNAL DIAMETER Db: 910,00 mm
CONVOLUTION HEIGHT w: 32,00 mm
CONVOLUTION PITCH q: 25,00 mm
NO. OF CONVOLUTIONS IN ONE BELLOWS N: 6
ACTIVE LENGTH OF ONE BELLOWS Lb: 150,00 mm
NUMBER OF BELLOWS NB: 2
LENGTH OF THE CENTRAL PIPE, UNIVERSAL E.C Lp: 480,00 mm
DISTANCE OUTERMOST ENDS CONVOLUTIONS Lu: 780,00 mm
NUMBER OF PLYS n: 2
NOMINAL THICKNESS OF ONE PLY t: 0,80 mm
BELLOWS TANGENT LENGTH Lt: 15,00 mm
BELLOWS TANGENT COLLAR LENGTH Lc: 15,00 mm
THICKNESS OF THE COLLAR tc: 2,00 mm
MEAN DIAMETER OF THE BELLOWS Dp: 943,60 mm
BELLOWS EFFECTIVE CROSS AREA Ae: 6.993,04 cm²
BELLOWS EXTERNAL DIAMETER De: 977,20 mm

MATERIAL CHARACTERISTICS

MATERIAL OF THE BELLOWS : SB424-08825
MODULUS OF ELASTICITY AT 20°CEb (20): 195.000,00 N/mm²
MODULUS OF ELASTICITY AT TEMPERATUREEb (T): 187.000,00 N/mm²
ALLOWABLE STRESS AT 20°CSy (20): 240,00 N/mm²
ALLOWABLE STRESS AT DESIGN TEMPERATURE Sy (T): 175,00 N/mm²

EQUIVALENT MOVEMENTS

FROM AXIAL EXTENSION PER CONVOLUTION ... ee: 0,00 mm
FROM AXIAL COMPRESION PER CONVOLUTION .. ec: 1,42 mm
FROM LATERAL DEFLECTION PER CONVOLUTION ey: 6,52 mm
FROM ANGULAR ROTATION PER CONVOLUTION .. ea: 0,07 mm
TOTAL CYCLIC MOVEMENT PER CONVOLUTION .. e: 8,01 mm

CUSTOMER :
 CALCULATION NO. : C4235R1J

AUXILIARY VALUES

| | | |
|---|-----|------|
| GRAPH X | : | 0,39 |
| GRAPH Y | : | 0,42 |
| From FIGURE C24 | Cp: | 0,73 |
| From FIGURE C25 | Cf: | 1,53 |
| From FIGURE C26 | Cd: | 1,54 |
| From FIGURE C1 (UNIVERSAL E.J.) | Ku: | 1,22 |
| CIRCUMFERENTIAL STRESS FACTOR | Kr: | 1,13 |
| ANGULAR ROTATION PRESSURE EFFECT FACTOR . | Ko: | 0,37 |

STRESSES RESULTS

| | | Ref.Stress | |
|---|------|-------------------|-------------------|
| STRESS DUE TO INTERNAL PRESSURE | | N/mm ² | N/mm ² |
| CIRCUMFERENTIAL OF TANGENT STRESS | S1: | 7,23 | 116,67 |
| CIRCUMFERENTIAL OF COLLAR STRESS | S'1: | 7,29 | 81,67 |
| CIRCUMFERENTIAL MEMBRANE STRESS OF BELLOW | S2: | 10,85 | 116,67 |
| MERIDIONAL MEMBRANE STRESS OF BELLOWS .. | S3: | 1,02 | S3+S4 |
| MERIDIONAL BENDING STRESS OF BELLOWS .. | S4: | 30,10 | 350,00 |

STRESSES DUE TO DEFLECTION

| | | |
|--|-----|---------------------------|
| MERIDIONAL MEMBRANE STRESS OF BELLOWS .. | S5: | 9,62 N/mm ² |
| MERIDIONAL BENDING STRESS OF BELLOWS .. | S6: | 1295,52 N/mm ² |

TOTAL STRESS FOR CYCLIC LOADING..... St: 192.454 Psig

CYCLES OF LIFE

| | | |
|-------------------------------------|-----|--------------|
| TEMPERATURE CORRECTION FACTOR | Ct: | 1,04 |
| NUMBER OF CYCLES | Nc: | 7.034 Cycles |

C. Plano junta original

