

Dej. 143

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

Facultad de Ingeniería

Diseño de Sistemas de Tuberías para Uso Industrial

T E S I S

Que para obtener el título de :
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

p r e s e n t a :

ARTURO VALLES TERRAZAS



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

CAPITULO	I	
	Introducción	1
CAPITULO	II	4
	Parámetros de Partida	
	- Condiciones de Operación y Diseño	
	- Selección de Materiales, Diámetros y Espesores	
CAPITULO	III	19
	Métodos de Diseño	
	- Organigrama de Diseño	
	- Teoría Básica	
	- Métodos Aproximados o Simplificados de Cálculo	
	- Métodos Exactos	
	- Uso de Programas	
CAPITULO	IV	91
	Ejemplo de un Programa de Computadora	
	- Diagrama de Flujo del Programa	
	- Isométrico	
	- Hojas de Datos	
	- Listado de Resultados	
CAPITULO	V	113
	Recomendaciones para Casos Especiales	
	- Flexibilidad Natural	
	- Juntas de Expansión	
	- Resorte en Frío	
	- Soportes y Accesorios	

Bibliografía

I INTRODUCCION

El objetivo de este trabajo, es el de indicar la metodología general de estudio para un correcto diseño de los sistemas de tuberías de uso industrial, cuando estos se encuentran sometidos a diferentes tipos de cargas y/o con la presencia de cambios en la temperatura de instalación y operación.

Posiblemente este enunciado del problema llegue a parecer un poco elemental, pero ante la necesidad de asegurar el buen funcionamiento de los sistemas de tuberías que componen cualquier tipo de planta industrial, ya sea que suministre servicios (electricidad, hidrocarburos, etc.) ó bien, satisfactores de consumo (fibras, resinas, aceros, etc.,) se considera importante el evitar fallas imprevisibles que ocasionen trastornos significantes durante la operación normal de la planta.

ANTECEDENTES

Los primeros sistemas de tuberías tal y como los conocemos ahora fueron construidos para satisfacer las necesidades de presión de las diferentes operaciones hidráulicas de las plantas de vapor, entonces se recurría a diseños "típicos" de recorridos para los sistemas de tuberías con temperaturas elevadas.

Posteriormente y debido a los avances que se ha ido adquiriendo en lo que respecta a nuevas técnicas de generación de energía a más altas temperaturas y presiones y, a nuevos materiales capaces de aceptar temperaturas más elevadas, se han desarrollado una serie de estudios tendientes a solucionar el problema del comportamiento mecánico de las tuberías ante los estados de carga aplicados. A este respecto, se puede considerar a Wahl y a Havgaard como los primeros en dar soluciones aceptables para configuraciones bidimensionales. A partir de entonces muchos estudios han surgido y se han realizado estudios aproximados por medio de gráficas por métodos simples y también por métodos exactos, ya sea con el uso de programas digitales de simulación, que con el uso de computadoras analógicas, también se ha aprovechado el uso de laboratorios en los estudios sobre análisis experimental de esfuerzos.

Vale la pena aclarar que aquí únicamente se verá el diseño de la tubería desde el punto de vista del comportamiento físico, sin ocuparnos de si se encuentra bien dimensionada desde el punto de vista hidráulico o si la selección inicial del tipo de material es el adecuado para el fluido manejado, principalmente por problemas de espacio, además porque en la práctica profesional son aspectos contemplados más ampliamente por otras disciplinas de la Ingeniería de diseño.

Indudablemente para la realización de un buen diseño de cualquier tipo de planta industrial es necesaria una gran conjunción de las diferentes ramas de la Ingeniería, sea esta química, civil eléctrica, electrónica, mecánica, metalúrgica, etc. , y una buena organización para lograr los mejores resultados a costos apropiados. Por esta razón deseo que estas líneas puedan ser útiles a quién aborde esta especialidad tan interesante y sobre todo para aquellas personas relacionadas con las actividades de diseño de instalaciones de tuberías para plantas industriales.

II. PARAMETROS DE PARTIDA.

Antes de iniciar el estudio de un sistema de tuberías es importante el conocer las condiciones de operación y diseño que deben regir el diseño de las mismas, así como las condiciones meteorológicas y generales del sitio en el que vaya a ser ubicada la planta industrial, que son conocidas generalmente como bases de diseño.

II.1. CONDICIONES DE OPERACIÓN Y DISEÑO.

Para nuestro caso las condiciones de operación y diseño deberán considerar los efectos de presión, temperatura y cargas de acuerdo con las recomendaciones e indicaciones de las normas y procedimientos propios, del cliente y/o licenciador o en su defecto de acuerdo con los códigos aplicables, según el tipo de planta. Generalmente estas deberán ser diseñadas para las condiciones de carga coincidentes más severas esperadas durante la vida útil de la planta. Debido al hecho de que se requiere algo de experiencia para la evaluación correcta de todos estos parámetros, a continuación se darán los lineamientos más importantes:

1. PRESION.

Presión interna de diseño. La presión interna de diseño incluyendo los efectos de carga hidráulica, no deberá ser menor que la máxima presión del fluido en operación, y deberá tomarse en cuenta la posibilidad de remolinos creados por la presión.

Presión externa de diseño. La tubería que está sujeta a presión externa deberá ser diseñada para la máxima diferencial de presión anticipada durante la operación, paro o en las condiciones de prueba. La que represente las condiciones mas desfavorables.

2. TEMPERATURA .

La temperatura de diseño será la temperatura del metal que re presente las condiciones más severas coincidentes de presión y temperatura, la temperatura de diseño deberá tomarse de la si guiente forma:

2.1 Tuberías no aisladas.

- a) Para temperaturas del fluido abajo de 0°C (32°F), la tempe ratura del metal deberá tomarse como la temperatura del fluido, a menos de que la temperatura del medio ambiente en el que se instale la planta o en el que se encuentre ex - puesta la tubería sea aún menor, entonces se toma esta co mo la mínima.
- b) Para temperaturas del fluido de 0°C (32°F) y mayores, a menos que se determine un promedio menor de pruebas o cálculos de transferencia de calor, la temperatura de me tal para componentes no aislados, no deberá ser menor que los siguientes valores:
 - 1) Tubería, la temperatura de diseño del fluido;
 - 2) Válvulas de extremos roscados o soldados, tuberías -

de extremos encimados, accesorios soldados y otros componentes con igual espesor de pared que la tubería: 95% de la temperatura del fluido.

- 3) Válvulas bridadas, accesorios bridados y bridas excepto Van-Stone: 90% de la temperatura del fluido.
- 4) Bridas Van-Stone: 87% de la temperatura del fluido.
- 5) Los pernos: el 80 % de la temperatura del fluido.

2.2 Tuberías aisladas por el exterior:

Se deberá usar la temperatura del fluido a menos que cálculos, pruebas o experiencias basadas en mediciones apoye el uso de otra temperatura. Deberá tenerse en cuenta el efecto de tubería enchaquetada o treaceada con venas de calentamiento, para establecer la temperatura de diseño.

2.3 Tuberías internamente aisladas:

La temperatura de diseño deberá ser determinada con cálculos de transferencia de calor.

En algunos casos el medio externo puede llegar a afectar las condiciones de instalación, prueba y operación de algunos componentes de un sistema de tuberías. Algunos de estos son la radiación solar ó el enfriamiento atmosférico, que en algunos casos puede llegar a reducir la presión suficientemente como para crear un vacío interno. Asimismo

deberá preverse el aumento de presión debido al calentamiento del fluido estático dentro de algún componente del sistema.

3. EFECTOS DINAMICOS. .

Impacto: Se deberán considerar los efectos de las fuerzas causadas por condiciones internas o externas (incluyendo golpe de ariete) en el diseño de los sistemas de tuberías.

Viento: Se deberá considerar el efecto del viento para tuberías expuestas a la intemperie.

Sismo: Para sistemas de tuberías localizadas en alguna zona sísmica, se deberá tomar en cuenta su efecto. Es muy importante el hecho de que los efectos de viento y sismo no necesariamente deberán considerarse como actuando al mismo tiempo, a menos que así lo requieran las condiciones particulares, se deberá asimismo, cuidar el hecho de tener tolerancias para cuando se determine el mínimo espesor de pared requerido por corrosión, erosión y/o profundidad de rosca.

II.2. SELECCION DE MATERIAL, DIAMETROS Y ESPESORES.

MATERIALES.

Únicamente se mencionarán aquí los parámetros que rigen la elección de los materiales a usar en los sistemas de tuberías de una

planta industrial y que son los siguientes:

- fluido manejado y condiciones de diseño. ,
- disponibilidad en el mercado de tubería y accesorios,
- costos de fabricación, instalación y mantenimiento.

DIAMETROS.

Para la selección del diámetro se elabora un estudio técnico - económico que toma en cuenta el tipo de flujo que se desea, la presión requerida y la potencia necesaria para el transporte del fluido a donde se desea, de cualquier forma este es un aspecto que no se contempla en este trabajo por razones de espacio.

ESPEORES.

El espesor de la tubería representa una de las características más importantes dentro del diseño mecánico de cualquier sistema de tuberías ya que nos fija las propiedades del elemento como son: módulo de sección, momento de inercia, etc.

Definición del espesor: Para la tubería recta según el ASME -- sección VIII, Div. 1, del Código para Calderas y Recipientes a Presión, el espesor requerido será:

$$t_m = t + c \quad (2.1)$$

en donde:

c = suma de las tolerancias requeridas

t_m = mínimo espesor de pared, incluyendo tolerancias de corrosión, erosión y resistencia mecánica, in.

t = espesor calculado con la presión de diseño para presión interna, in.

Si "t" es menor que Do/4, se calcula de la siguiente forma:

$$t = \frac{P D_o}{2(SE + PY)} \quad \text{ó} \quad t = \frac{P_e}{2(SE + PY - P)} \quad (2.2)$$

en donde:

d = diámetro interno de diseño, in.

P = presión interna, psig.

P_e = presión externa de diseño, psig.

D_o = diámetro exterior de la tubería, in.

SE = esfuerzo permisible, lb/in²

S = esfuerzo básico permisible para el material, sin considerar el factor de eficiencia de la junta, lb/in².

E = factor de eficiencia de la junta.

Y = coeficiente empírico, que viene tabulado en los códigos.

Aunque estas ecuaciones son las que más comúnmente se aplican, en ocasiones es posible utilizar las siguientes ecuaciones más con

servadoras:

1) Ecuación de Barlow

$$t = \frac{P D_o}{2 SE} \quad 6 \quad t = \frac{P_e}{2(SE - P)} \quad (2.3)$$

2) Ecuación de Lamé

$$t = \frac{D_o}{2} \left[1 - \frac{SE - P}{SE + P} \right] \quad (2.4)$$

cuando se tenga que:

$$t \geq D_o / 4 \quad (2.5)$$

o bien que:

$$P / SE > 0.6 \quad (2.6)$$

se tendrá especial cuidado y se deberá efectuar el diseño considerando los efectos de falla y fatiga, así como la participación de eventuales esfuerzos térmicos.

Cuando tenemos tubería sometida a presión externa, el espesor deberá determinarse según el código PARA CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION ASME, Sección VIII, División I.

Evaluación de fatiga: El criterio para la evaluación de la fatiga se

satisface limitando el factor de uso. Este factor, es igual a la relación del número de ciclos entre dos condiciones de carga, al número de ciclos permisibles para el rango de esfuerzos alternantes entre esas condiciones. El número de ciclos permisible, se toma de la curva de diseño en el código para Calderas y Recipientes a presión ASME, sección VIII. Los esfuerzos alternantes se calculan de la siguiente manera:

$$S_{alt} = 1/2 K_e S_p \quad (2.7)$$

en donde:

S_{alt} = intensidad de los esfuerzos alternantes, psig.

K_e = factor usado para compensar la reducción de la vida efectiva en el rango plástico.

$$= 1.0 \text{ para } S \leq S_n$$

$$= 1.0 + \frac{1-n}{n(m-1)} \left(\frac{S_n}{3 S_h} - 1 \right) \text{ para } 1.0 < \frac{S_n}{3 S_h} < m$$

$$= 1/n \text{ para } S_n / 3 S_h < m.$$

m, n = parámetros del material

S_h = esfuerzo permisible a la temperatura de operación, psig.

S_p = esfuerzo pico intensificado, psig.

S_n = valor de los esfuerzos primarios y secundarios, psig.

Esfuerzos debidos a cargas sostenidas: El esfuerzo debido a los efectos de presión, peso y otras cargas mecánicas sostenidas se calculará de la siguiente manera:

$$\frac{P D_o}{4 t_n} + \frac{0.75 i M_a}{Z} = 1.0 S_h \quad (2.8)$$

en donde:

P = presión interna de diseño, psig.

D_o = diámetro exterior del tubo, in.

t_n = espesor nominal de pared, in.

M_a = momento resultante en la sección transversal debido a la acción de las cargas de peso y otras cargas sostenidas, in-lbs.

Z = módulo de sección, in³

i = factor de intensificación de esfuerzos.

Esfuerzos longitudinales debidos a cargas ocasionales. El esfuerzo debido a los efectos de presión, peso, otras cargas sostenidas y cargas ocasionales incluyendo las cargas sísmicas, se calcularán de acuerdo con:

$$\frac{P D_o}{4 t_n} + \frac{0.75 i M_a}{Z} + \frac{0.75 M_b}{Z} \leq k S_h \quad (2.9)$$

en donde:

M_b = momento resultante sobre la sección transversal, debido a las cargas ocasionales como empujes generados en las válvulas de alivio, por transitorios de presión y flujo, tem blores, in-lb.

k = 1.15 para cargas ocasionales actuando en menos del 10% del período de operación.

= 1.2 para cargas que actúen en menos que el 1% del período de operación.

Esfuerzos adicionales: Se deberán cumplir los requerimientos de las siguientes ecuaciones (2.10) y (2.11).

Esfuerzos por expansión térmica:

$$S_E = \frac{i M_c}{Z} S_A \quad (2.10)$$

en donde:

i = factor de intensificación de esfuerzos.

M_c = rango de momentos resultantes debidos a la expansión tem mica. También debe incluir el efecto debido al desplazamiento de los anclajes por sismo, si es que este efecto no se consideró en (2.8), in-lb.

S_A = rango de esfuerzos permisibles, según código aplicable, psig.

Ahora bien, los efectos de presión, peso, otras cargas sostenidas y expansión térmica deberán satisfacer los requerimientos de la ecuación (2.11) :

$$* \frac{P D_o}{4 t_n} + \frac{0.75 i M_a}{Z} + \frac{i M_c}{Z} \leq (S_h + S_A) \quad (2.11)$$

El cálculo de los esfuerzos se deberá basar en la mínima sección-transversal del componente en cuestión, usando dimensiones nominales en la localización de la deformación local. Estos cálculos normalmente deberán basarse en el módulo de elasticidad, E_c , a la temperatura en frío. Los esfuerzos por expansión deberán combinarse de acuerdo con:

$$S_E = S_b^2 + 4 S_t^2 \quad (2.12)$$

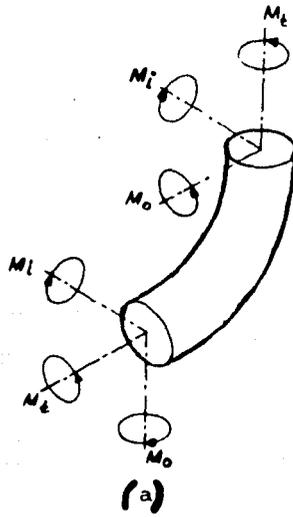
en donde:

S_E = esfuerzo por expansión, psig.

S_b = esfuerzo de flexión resultante, psig.

$$= \frac{i M}{Z}$$

* ecuación dada en el Sub-artículo NC-3650 de la sección III para Calderas y Recipientes a Presión del Código ASME.



RAMAL 3

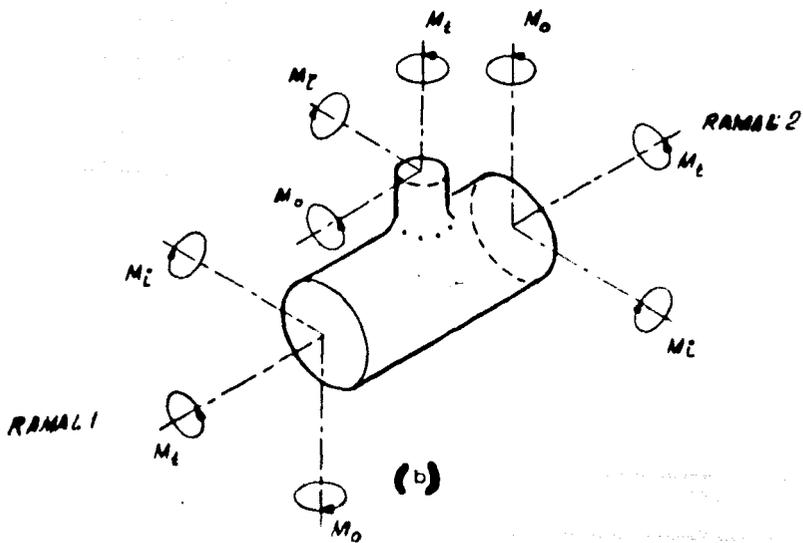


FIG. 2.1. (a) y (b)

S_t = esfuerzo de torsión, psig.

$$= M_t / 2Z$$

en donde:

M = momento de flexión resultante en la sección transversal, in-lb.

M_t = momento de torsión resultante en la sección transversal, in-lb.

Z = módulo de sección de la tubería, in³.

i = factor de intensificación, aplicable al elemento en cu
estión.

El esfuerzo resultante a la flexión " S_b ", para codos y codos seccionados, deberá calcularse de acuerdo con la ecuación (2.13) considerando los momentos como se indica en la figura II.3.1.

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \quad (2.13)$$

en donde:

i_i = factor de intensificación de esfuerzos dentro del plano.

i_o = factor de intensificación de esfuerzos fuera del plano.

M_i = momento flexionante dentro del plano, in-lb.

M_o = momento flexionante fuera del plano, in-lb.

Para "Tees" y ramales el esfuerzo flexionante deberá ser calculado

$S_t =$ esfuerzo de torsión, psig.

$$= M_t / 2Z$$

en donde:

$M =$ momento de flexión resultante en la sección transversal, in-lb.

$M_t =$ momento de torsión resultante en la sección transversal, in-lb.

$Z =$ módulo de sección de la tubería, in³.

$i =$ factor de intensificación, aplicable al elemento en cuestión.

El esfuerzo resultante a la flexión " S_b ", para codos y codos seccionados, deberá calcularse de acuerdo con la ecuación (2.13) considerando los momentos como se indica en la figura II.3.1.

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \quad (2.13)$$

en donde:

$i_i =$ factor de intensificación de esfuerzos dentro del plano.

$i_o =$ factor de intensificación de esfuerzos fuera del plano.

$M_i =$ momento flexionante dentro del plano, in-lb.

$M_o =$ momento flexionante fuera del plano, in-lb.

Para "Tees" y ramales el esfuerzo flexionante deberá ser calculado

de acuerdo con la ecuación (2.14) y (2.15) considerando los momentos como lo muestra la figura II.3.1b.

Para el cabezal (ramales 1 y 2)

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \quad (2.14)$$

Para el ramal no. 3

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z_e} \quad (2.15)$$

en donde:

S_b = esfuerzo de flexión resultante, psig.

Z_e = módulo de sección efectivo para la "Te"

$$= \pi r_m^2 t_s$$

r_m = radio medio del ramal en su sección transversal, in.

t_s = espesor efectivo de pared del ramal, el menor de t_h

y $(t_b \cdot i_o)$, in.

t_h = espesor de pared del cabezal, sin elementos de es

fuerzo, in.

t_b = espesor del ramal, in.

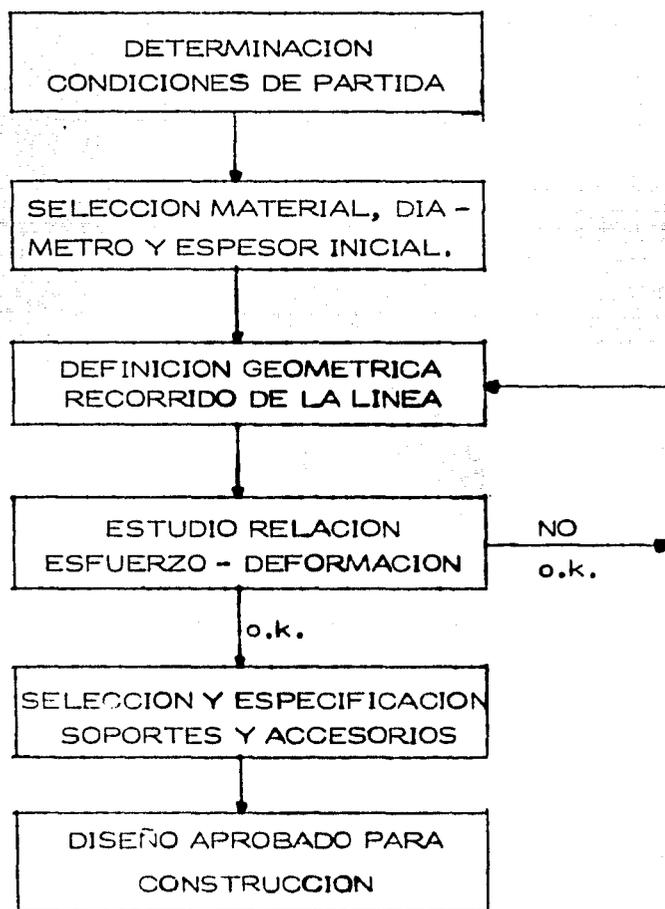
i_o = factor de intensificación de esfuerzos fuera del plano.

i_i = factor de intensificación de esfuerzos dentro del plano.

Hay que hacer hincapié que cada sistema de tuberías deberá tomar en cuenta las consideraciones especiales de los códigos aplicables, así como también aquellas indicaciones hechas por el cliente, para la definición de las bases de diseño. Es práctica recomendable que al iniciar cualquier tipo de proyecto para plantas industriales, se sometan a la aprobación del cliente y/o su representante los criterios bajo los cuáles se llevará a cabo el estudio.

III. MÉTODOS DE DISEÑO

III.1. ORGANIGRAMA DE DISEÑO



III.2. TEORIA BASICA.

Como se ha explicado anteriormente, en los últimos años el análisis de esfuerzos y deflexiones de sistemas de tuberías se ha convertido en un capítulo muy interesante en el diseño de plantas petroquímicas, de generación de energía y plantas químicas. Esto es debido a que se ha vuelto común el hecho de tener en los sistemas de tuberías temperaturas de operación superiores a los $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($932\text{ }^{\circ}\text{F}$), por lo que los esfuerzos y deformaciones en tuberías y equipos debidos a las dilataciones térmicas aunadas a las altas presiones, necesitan evaluarse adecuadamente si es deseable cumplir con los códigos de seguridad y los requerimientos económicos adecuados.

Primero es necesario indicar, ¿qué se entiende por flexibilidad? - antes de intentar dar una definición, vamos a considerar un ejemplo

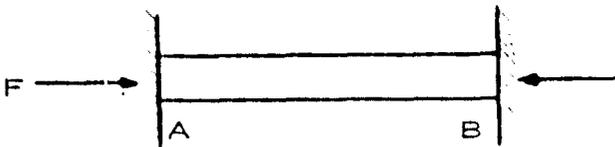


fig.3.1.

En la figura 3.1. se representa una tubería de acero al carbón-molibdeno sin costura de 12" de diámetro y un espesor de pared de -

0.375 in. Mientras la tubería se encuentre a temperatura ambiente (70° F aprox), los extremos A y B están adecuadamente fijos a la estructura. Tan pronto la temperatura del tubo aumenta, se presentará una expansión en la tubería y comenzará a ejercer un cierto empuje F sobre los anclajes, en consecuencia tendremos una reacción de igual magnitud y de sentido opuesto en A y B, representado por unas flechas (ver fig. 3.1.). De acuerdo con la Ley de Hooke tenemos que nos dice: "En un cuerpo elástico los esfuerzos generados son proporcionales a las deformaciones obtenidas" y como esa constante de proporcionalidad es el módulo de elasticidad fácilmente podemos imaginar la magnitud de los esfuerzos generados. Suponiendo que tenemos una forma de medir la magnitud de las fuerzas de reacción, podemos obtener una gráfica (fig.3.2.) - en donde se tenga en el eje de las abscisas la temperatura y en el eje de las ordenadas la fuerza y el esfuerzo (dividiendo la fuerza entre el área de metal de la sección transversal, para una tubería DN 12", espesor 0.375 ", $A = 14.58 \text{ in}^2$).

Un breve estudio de la figura 3.2. nos dirá inmediatamente la magnitud de las fuerzas tan grandes que pueden ser generadas por la expansión térmica si no se permite la libertad de movimiento, in-

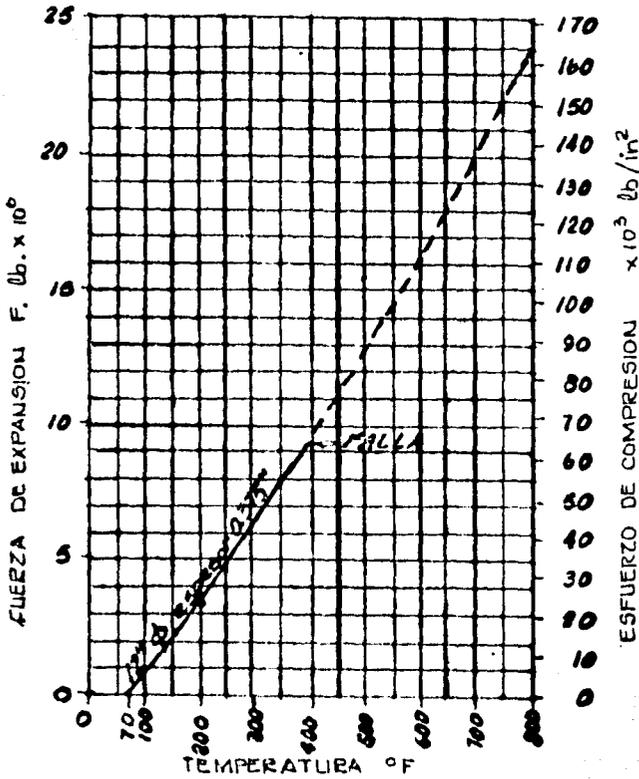


FIG. 3.2.

crementando a una razón de una tonelada por cada grado de aumento en la temperatura, tenemos que la fuerza a 200° F ha alcanzado un valor de 359,550 lb. (160.5 ton.), con su correspondiente esfuerzo de compresión longitudinal (es decir el basado por la compresión de las fibras de la pared del tubo, a lo largo de toda la tubería) de 24,660 lb/in². Después se mostrará que este valor de esfuer-

zo está muy cercano al máximo esfuerzo permisible de acuerdo con el código americano ANSI B.31, y que está sobre el máximo recomendable por el código Británico B.S. 806.

Entre 350° F y 400° F el tubo comienza a fallar y entonces los esfuerzos habrán alcanzado el límite elástico del material y se presentarán deformaciones permanentes en el tubo, después vendrá la ruptura. Para este punto la fuerza habrá llegado a cerca de un millón de libras (500 ton.) y el esfuerzo tendrá un valor cercano a las 60,000 lb/in². Si hipotéticamente suponemos que el material fuera capaz de soportar grandes esfuerzos sin deformaciones, la fuerza continuaría aumentando como se indica en la fig. 3.2. hasta que en 800 ° F tendría un valor de mil toneladas. Es obvio que tales condiciones no podrían ser aceptadas y se tendría que encontrar la forma de bajar esos valores.

Como conclusión de lo mostrado anteriormente podemos decir que: la tubería en su condición actual fija y con la presencia de gradientes de temperatura no es lo suficientemente flexible como para permitir los movimientos debidos a expansión térmica.

El estudio de la flexibilidad de una tubería entonces será: aquél ca

paz de determinar las fuerzas y esfuerzos actuando sobre un sistema, ya sea debido a expansión térmica u otros efectos.

Los esfuerzos debidos a la expansión térmica, raramente se presentan aislados así como se indicó en el ejemplo anterior, debido a que normalmente nos encontramos con una combinación de los diferentes tipos de esfuerzos . Como se ha demostrado, un tipo de diseño entre dos puntos fijos como el mostrado, no puede ser aceptado aún cuando se tenga un muy pequeño rango de deflexión, - debemos suponer que el recorrido de tubería tenga al menos un cambio de dirección entre puntos fijos. Aunque una excepción a esto - sería cuando por razones de proceso (caída de presión, solidificación, condensación, etc.) no sea posible tener al menos un cambio de dirección, entonces se vería la posibilidad de aliviar o absorber las expansiones.

III.2.1. En esta sección se tratará de describir la naturaleza de los esfuerzos para diferentes tipos de carga a que se ve sometida normalmente un sistema de tuberías. Cuando se consideren - los esfuerzos permisibles nominales, es importante distinguir entre esfuerzos primarios, secundarios y particulares. Como no - existe una definición básica de esfuerzos primarios y secundarios

en las tuberías, tomaremos las siguientes convenciones para apoyar la descripción:

III.2.1.a ESFUERZOS PRIMARIOS.

Los esfuerzos primarios son los esfuerzos directos de corte y flexión generados por las cargas de fuerzas internas, externas y movimientos. Los esfuerzos primarios debidos a efectos externos son los esfuerzos longitudinales y circunferenciales debidos a la presión externa o interna y los esfuerzos flexionantes y torsionales debidos al peso propio, nieve y hielo, viento o temblor. Junto con estas cargas, existen los esfuerzos flexionantes y torsionales debidos a restricciones o empujes térmicos.

Por otro lado las consideraciones de diseño para las cargas individuales pueden ser agrupadas en función de su duración, frecuencia naturaleza y probabilidad de ocurrencia. Y podrán ser:

- a) Actuando durante la operación normal pero no durante la condición de paro de operación.
- b) Mantenido a través de la vida de servicio.
- c) Ocasionales y de poca duración; así como de duración acumulativa.
- d) Condiciones de emergencia o anormales de corta duración.

De acuerdo con lo anterior los esfuerzos debidos a cargas sostenidas, categorías (a) y (b) caen dentro de los valores en esfuerzos permisibles de los códigos aplicables (secc. III.4) a la temperatura de diseño. Por otro lado para cargas externas temporales, categorías (c) y (d), se permitirán sobre-esforzamientos dentro de ciertos rangos preestablecidos.

III.2.1.b. ESFUERZOS SECUNDARIOS.

Los esfuerzos secundarios son normalmente del tipo flexionante variando de positivo a negativo a lo largo del espesor de la tubería y generalmente incrementándose, debido a la deflexión radial circumferencial de la tubería. Los esfuerzos secundarios no son fundamentales para la falla directa en materiales dúctiles bajo la aplicación de cargas.

Si llegan arriba del punto de cedencia, únicamente se presentará una deformación local que nos daría como resultado una redistribución de las cargas y una reducción de los esfuerzos en las condiciones de operación. Si la carga aplicada es cíclica, entonces se establecerá un rango de deformaciones correspondiendo este a su magnitud total original y entonces tendremos una fuente potencial de falla por fatiga.

III.2.1.c. ESFUERZOS PARTICULARES.

Los esfuerzos particulares, son aquellos que desaparecen rápidamente dentro de una distancia muy pequeña con respecto al origen. Como ejemplos podemos citar los esfuerzos flexionantes en el cuello de una brida, en la unión de una reducción cono-cilindro, o en el diámetro interno de una conexión de un ramal. Los esfuerzos flexionantes particulares pueden ser considerados equivalentes a los esfuerzos secundarios.

Los códigos mencionados en la secc. III.4 , contienen tablas de esfuerzos permisibles a diferentes temperaturas que están relacionados únicamente a los esfuerzos primarios, categorías (a) y (b). El nivel de esfuerzos particulares en boquillas de equipos, ramales, insertos, etc., esta pobremente controlado por los requerimientos de forma y puede ser fácilmente el 100% o más sobre el esfuerzo primario circunferencial de la membrana por presión. Debido a la falta de un análisis adecuado o a la dificultad de su evaluación muchos esfuerzos secundarios o particulares son despreciados por los códigos, tales como los esfuerzos flexionantes en recipientes o paredes de tuberías debido a las reacciones de la tubería. De to-

das formas el código sugiere al diseñador el hecho de considerar - ese tipo de cargas.

III.2.2. CONCEPTO DE RANGO DE ESFUERZOS PERMISIBLES.

Se tienen dos criterios asociados con los esfuerzos de tuberías. - Uno es el llamado "ESFUERZOS PERMISIBLES POR CODIGO" a la temperatura de operación que es familiar a todos los diseñadores de recipientes a presión, el otro es el "RANGO DE ESFUERZOS PERMISIBLES" , que se obtiene de los códigos respectivos y que ha aparecido en el código para tuberías desde 1942 y que sirve como base para los estudios de análisis de esfuerzos de flexibilidad. (Código para tuberías a presión ANSI B.31).

El esfuerzo permisible es una función de las propiedades del material y de los factores de seguridad asociados con el diseño específico y los requerimientos de fabricación o inspección. La experiencia con los diferentes códigos de recipientes a presión, tal como están constituidos ahora, nos ha mostrado que las cargas de presión y otras cargas mantenidas pueden ser absorbidas con su valor medio, dentro de este esfuerzo permisible, por un periodo indefinido. También es necesario indicar que, es práctica común el permitir sobre - cargas moderadas durante pequeños intervalos

de tiempo, así como sobre - temperaturas debidas a circunstancias anormales o de emergencia.

Para cargas de presión: La base de los esfuerzos permisibles ha sido establecida por las publicaciones dadas por la ASME, con sus códigos de Recipientes a Presión y Calderas. Estos códigos son - muy importantes.

Los esfuerzos permisibles hallados en el código ANSI B31 de Tuberías a Presión, Sección 1, Tuberías de Potencia son idénticas - a los valores tabulados para el código ASME, de Calderas de Potencia; los de la sección 3, Tuberías para Refinerías, y todo lo relacionado, están de acuerdo en los rangos de cedencia con la sección VIII del código ASME. A bajas temperaturas, el factor de seguridad para resistencia a la tensión es menor que el mostrado en el código para Recipientes a Presión, y los esfuerzos permisibles han sido limitados a un tercio del mínimo de la resistencia a la tensión o al 60% de la mínima resistencia a la ruptura. Las otras - secciones del código para tuberías a Presión están encaminadas - hacia servicios a temperatura ambiente, o con temperaturas relativamente moderadas, con esfuerzos permisibles en porcentajes - variables de la resistencia a la ruptura S_y ó última resistencia a la tensión " S_u ", como se muestra:

Las secciones de este código son:

- Sección 1. Tuberías de potencia 0.6 a 0.72 Sy
- Sección 2. Tuberías de aire y gas de 0.6 a 0.72 Sy
- Sección 3. Tuberías de refinerías 0.85 Sy
- Sección 4. Tuberías de calefacción 0.25 Su
- Sección 5. Tuberías de refrigeración 0.25 Su
- Sección 7. Tuberías de potencia, nucleares. 0.33 Su
- Sección 8. Tuberías para transmisión y distribución de gas
0.72 Sy max.

El efecto de la fractura normalmente es ignorado en la práctica ordinaria de diseño y en los códigos respectivos. Por lo tanto, los factores de seguridad contra la ruptura mostrados en el código, que se refieren únicamente a la falla por tensión de especímenes de prueba, deben ser considerados como valores nominales que no son necesariamente los factores de seguridad actuales para la falla de un recipiente cilíndrico bajo presión, o para cualquier otro perfil en general. Mientras que una evaluación exacta de la disparidad entre los factores de seguridad para una prueba a tensión de un espécimen y aquellos para un tubo, requiere de un conocimiento profundo de las propiedades plásticas del material, una evalua -

ción general para un amplio rango de materiales es posible bajo ciertas consideraciones razonables.

III.2.3. EFECTOS ESTRUCTURALES.

Las reglas dadas por el código ANSI B31 nos indican que los efectos primarios debidos al peso propio de la tubería, accesorios, contenido y aislamiento, así como otras cargas deberán mantenerse por abajo del valor del esfuerzo permisible a la temperatura de operación S_h . Los efectos ocasionales, tales como los resultantes de los empujes debidos a la acción del viento y temblor deberán tener poca influencia en la fatiga del sistema de tuberías o en la consideración del deslizamiento a altas temperaturas. Entonces podemos asumir un tratamiento similar al que efectúa el AISC (American Institute of Steel Construction), y que nos dice que podemos permitir un incremento al esfuerzo permisible del 33 1/3 % para los efectos (separados) de cargas de viento o sismo actuando con las cargas básicas.

Bajo circunstancias no comunes se puede llegar a presentar alguna inestabilidad estructural o efectos locales, como los que se presentan en columnas bajo cargas longitudinales. La falla por pandeo local fácilmente puede presentarse en tuberías con diámetros muy

grandes y con relaciones espesor-radio muy pequeños, aunque normalmente los espesores seleccionados son lo suficientemente altos como para prevenir esto, existe un criterio que nos previene contra la posible falla del elemento y nos dice que no deberá permitirse que el esfuerzo primario longitudinal de compresión sea menor que:

$$\sigma_c \leq 0.07 Et/r \quad (3.1)$$

en donde:

E = módulo de elasticidad a temperatura de operación lb/in

t = espesor de la pared, in.

r = radio medio corroido del tubo, in.

El rango de esfuerzos permisibles. Fue sugerido inicialmente por Rossheim y Markl como una medida del rango permisible de deformación en un ciclo de aplicación de carga con el objeto de prevenir la falla por fatiga después de un cierto número de ciclos. Las principales cargas cíclicas son las cargas por expansión térmica y las debidas a la presión, aunque el peso del contenido y los efectos ocasionales como viento y temblor, son repetitivos, estos no se consideran. Un ciclo se completará cuando se presente la carga completa en operación normal, a su completa ausencia en con-

diciones de paro; la distribución de las deformaciones internas asociadas entre las condiciones extremas del ciclo pueden variar debido a la dependencia de las variaciones en las propiedades del material a cada temperatura, y a la presencia de esfuerzos iniciales o residuales debidos al flujo plástico durante la fabricación de la tuberías.

Con la instalación y localización de cada ramal de un sistema de tuberías, se pueden generar esfuerzos internos debidos a algún preesforzamiento del tubo, o bien por efecto de la soldadura o de la presencia de deformación por efecto de montaje, con el cambio de temperatura en el primer período de operación, las deformaciones por expansión térmica se superpondrán a las deformaciones residuales de fabricación. Si la suma excede el límite elástico en algún punto, ocurrirá la cedencia, obteniendose una relajación de los esfuerzos iniciales de fabricación y una redistribución de las deformaciones térmicas. Un cambio de temperatura de duración prolongada servirá para reducir los esfuerzos en caliente por deslizamiento en un rango proporcional a los esfuerzos combinados actuando (por expansión térmica, presión, peso, etc.). A la reducción de los esfuerzos debidos a la presencia de deformaciones por expansión térmica llegando al deslizamiento a flujo plástico a la temperatura de operación, se le conoce con el nombre de "relaja-

ción" o más comunmente " auto - esforzado ". Obviamente las deformaciones relajadas reaparecen en la condición en frío en el ciclo de temperatura con el signo contrario, y los esfuerzos se presentarían en la condición en " frío".

Para cuando ~~se~~ **se tienen** sistemas de tuberías a temperaturas moderadas, la división de las deformaciones entre las condiciones en frío y la condición en caliente se ajusta durante el ciclo inicial. Para altas temperaturas, en donde se presenta la cedencia, el ajuste de deformaciones continúa hasta que los esfuerzos combinados a la temperatura de operación se reducen al llegar a la relajación. Esta es una razón que considera el código para el nivel de sus esfuerzos permisibles. Este tipo de efectos (auto - esforzamiento) pueden ser reducidos por medio del "resorte en frío" o preesforzamiento mecánico, que consiste básicamente en pre-esforzar la línea durante el montaje en el sitio. Esta práctica es particularmente útil para controlar las reacciones iniciales sobre el equipo al que conecta. Sobre este campo mucho se ha discutido y han sido muchas y muy variadas las opiniones acerca de las ventajas del preesforzamiento mecánico de la línea. Nosotros nos inclinamos hacia la teoría que nos indica el hacer un estudio de factibili - -

dad tanto económica como práctica de la aplicación del resorte - en frío de acuerdo con los lineamientos enmarcados en el Código de Tuberías a Presión ANSI B31. (ver. Capítulo V).

Este tipo de selección ha sido presentado por el "Design of Piping System " de "The M.W. Kellogs Co. " en el cual nos muestra que en cualquier sistema que se encuentre esforzado de tal forma que tengamos deslizamiento plástico sobre una porción de la línea, únicamente la deformación unitaria se incrementará en la sección de menor longitud de la tubería, y en donde se tenga una gran elasticidad en las otras secciones.

Los límites del Rango de Esfuerzos Permisibles presentado por el Código de Tuberías a Presión nos indican que el flujo plástico debido a los efectos de expansión no deberán presentarse con cada ciclo. Se han considerado los efectos de cedencia y ruptura sobre la base de la selección en operación "caliente" del rango permisible de la resistencia a la cedencia o la ruptura, (cualquiera de ellos - que rijan). Para las líneas que no están preesforzadas, es posible que ocurra un incremento en la magnitud de las deformaciones durante el período de operación inicial, mientras la línea llega al "auto esforzamiento".

III.2.4. ESFUERZOS POR EXPANSION

La expansión térmica ocurre en forma de una deformación asociada predominantemente con efectos de flexión, no es frecuente que se presente la fractura durante las aplicaciones iniciales en los materiales dúctiles. La fatiga como resultado de la repetición de deformaciones térmicas, es similar a la fatiga por cargas mecánicas. Por lo tanto el esfuerzo permisible o el rango de deformaciones debe forzosamente ser relacionado con el número de ciclos esperados durante la vida útil del sistema de tuberías. La falla ocurrirá en la zona de más alta deformación cíclica, ya sea debido a un esfuerzo primario, secundario o particular.

Por la razón arriba mencionada es necesario el considerar factores de intensificación de esfuerzos para cualquier componente individual de la tubería en donde se presenten esfuerzos primarios, debido a la importancia de esos esfuerzos desde el punto de vista fatiga.

En el capítulo VI, se pueden encontrar algunos de los estudios realizados en ese campo y que han influido grandemente en esta especialidad.

Todos los diseños están basados en el rango de esfuerzos para com
ponentes críticos, que quedan definidos por su factor de intensifica
ción y los esfuerzos primarios nominales en su punto de aplicación.

El rango de esfuerzos permisibles-establecido por el código para -
los esfuerzos por expansión térmica es:

$$S_A = f (1.25 S_c + 0.25 S_h) \quad (3.2.)$$

en donde:

f = factor de reducción de esfuerzos

= función del no. de ciclos (tabulados en el código ANSI B31)

S_c = esfuerzo permisible para el material a la mínima tempe
ratura de metal esperada durante el ciclo de despla-
zamiento bajo análisis (ver apéndice del mismo código)

S_h = esfuerzo permisible para el material a la máxima (calien
te) temperatura de operación .(idem)

La posibilidad de falla por fractura bajo condiciones cíclicas de car
ga ha sido largamente estudiada y la mayor cantidad de comentarios
se inclinan a creer, que las deformaciones bajo cargas internas aso
ciadas con ciclos térmicos, no pueden iniciar la ruptura por fatiga,
es más, que los efectos de rele
vación de esfuerzos a altas tempera-

turas pueden prevenir la presencia de tal tipo de falla.

El rango de esfuerzos máximos permisibles sugerido por el código nos indica que los esfuerzos longitudinales debidos a presión y otro tipo de cargas permanentes no estarán sobre el esfuerzo permisible en caliente S_h . Por otro lado, si el esfuerzo longitudinal debido a cargas permanentes es menor que S_h , el código permite "usar" el rango restante para ampliar el rango de esfuerzos permisibles para la expansión térmica. Pero con la restricción de un máximo de:

$$S_A = 1.25 (S_c + S_h) \quad (3.3)$$

para esfuerzos de expansión combinados con esfuerzos generados por otros tipos de cargas.

En general, el diseño por el código es simplificado para uso general, en el mejor de los casos considera solamente condiciones estáticas y establece un mínimo de requerimientos de diseño, dando el factor de seguridad necesario para condiciones de esfuerzos no considerados. La naturaleza cíclica de carga y la posibilidad de falla por fatiga no son consideradas, excepto en la consideración para el caso de la expansión térmica. Una pregunta que surge inmediatamente, es el porqué únicamente el diseño por fatiga se li-

mita a los esfuerzos por expansión térmica. La respuesta a esto es de que debido a que el código ASME para Recipientes a Presión limita el esfuerzo primario por presión en los materiales ferríticos a un 62 1/2% del esfuerzo de cedencia y a un 25% de la resistencia a la tensión. Esto nos dá un margen razonable en contra de la posibilidad de fatiga debido a esfuerzos particulares y secundarios, que pueden estar un 100% o más arriba de este esfuerzo permisible, para el tipo de condiciones cíclicas normalmente encontradas en los servicios de recipientes a presión. Como comparación, las deformaciones térmicas juegan un gran papel en el diseño de tuberías, que se verá seriamente afectado desde el punto de vista económico (y sería virtualmente impráctico en el caso de grandes sistemas excesivamente rígidos), si el esfuerzo total, incluyendo los esfuerzos de expansión se mantuvieran dentro del esfuerzo permisible a la temperatura de operación.

III.2.5. CARGAS POR CHOQUE O DINAMICAS.

Este tipo de cargas obligan a consideraciones especiales, debido al hecho de los esfuerzos adicionales que pueden ser introducidos por el rango de aplicación de la fuente de excitación, y también al hecho de que el punto de cedencia del acero puede ser notablemente alcanzado mediante un incremento instantáneo de la carga. Ce-

dencias particulares en puntos de concentración de esfuerzos pueden ser inhibidas logrando una fractura prematura. El tema de las vibraciones, que es una fuente importante desde el punto de vista de fatiga, es muy amplio y podría escribirse mucho, pero como el objeto de este trabajo no es ese, únicamente haremos mención de las bases de la teoría básica que rige el análisis dinámico.

Para el análisis dinámico, el modelo matemático es descrito como una masa concentrada con varios grados de libertad. Se considera que: la masa distribuida de la tubería, es concentrada en los puntos "nodo" del sistema. Entonces la ecuación de equilibrio para el sistema es: (haciendo uso del algebra matricial).

$$M \ddot{U} + C \dot{U} + K U = F \quad (3.4)$$

en donde:

M = matriz de la masa del sistema

C = matriz de amortiguamiento para el sistema

\dot{U} = vector nodal de aceleración U(t)

\dot{U} = vector nodal de velocidad U(t)

F = fuerzas dinámicas aplicadas F(t)

$M\ddot{U}_g$ (para el sismo)

\ddot{U}_g = aceleración de la zona sísmica $U_g(t)$

El método de solución de esta ecuación, para la respuesta dinámica, es como sigue:

primero: La ecuación de frecuencia, obtenida cancelando los términos de amortiguamiento y excitación en la ecuación (3.4.), se resuelve para las frecuencias naturales del sistema y sus modos naturales.

Después, los modos naturales se usan para obtener una transformación ortogonal de la ecuación (3.4.), obteniéndose una serie de ecuaciones aisladas en los nodos del sistema; entonces, las ecuaciones aisladas se resuelven ya sea por la integración paso a paso o por el método del espectro de respuesta para obtener la respuesta del sistema en cada modo, y los resultados de modos individuales, son combinados para determinar la respuesta total dinámica del sistema. La formulación matemática de esos pasos es como sigue:

Frecuencias naturales y modos de vibración.

Los valores característicos (frecuencias angulares naturales ω_n) y los vectores característicos (mode shapes ϕ_n) para cada uno de los modos naturales son calculados resolviendo la ecuación de frecuencia:

$$[K - \omega_n^2 M] \{\phi_n\} = \{0\} \quad (3.5)$$

en donde:

ω_n = frecuencia natural en el n - ésimo modo

K = matriz de rigidez

M = matriz de masa

ϕ_n = vector de forma del modo en el n - ésimo modo

O = vector nulo

Los vectores característicos y valores característicos, pueden obtenerse por medio de un algoritmo, p.ej. Householder.

Respuesta dinámica.

Si pre y post multiplicamos la ecuación (3.4) por ϕ , la matriz cuadrada de los vectores de forma de modo, obtenemos una transformación ortogonal, de la que se obtienen las ecuaciones de movimiento mostradas a continuación:

$$\ddot{Y}_n + 2\omega_n \lambda_n \dot{Y}_n + \omega_n^2 Y_n = P_n \quad (3.6.)$$

en donde:

Y_n = coordenadas del desplazamiento (modal) generalizada para el n - ésimo modo.

λ = relación de amortiguamiento para el n - ésimo modo expresada como porcentaje del amortiguamiento crítico.

P_n = fuerza generalizada para el n - ésimo modo.

$$= \phi_n^T F$$

La solución para esas ecuaciones diferenciales puede obtenerse por integración directa, o, para movimientos sísmicos, por el método de superposición del espectro de respuesta.

Integración en el tiempo.

Para determinar la respuesta dinámica usando la integración en el tiempo, la ecuación (3.6.) se escribe para incrementos finitos en el tiempo, para cada modo normal, como sigue:

$$\Delta \ddot{Y}_n + 2\omega_n \lambda_n \Delta \dot{Y}_n + \omega_n^2 \Delta Y_n = \Delta P_n \quad (3.7)$$

suponiendo variaciones lineales de las aceleraciones durante un intervalo de tiempo, y haciendo uso de las relaciones cinemáticas entre las aceleraciones, velocidades, y desplazamientos, la ecuación puede ser escrita para los incrementos generalizados de aceleración y velocidad dentro de un intervalo de tiempo, como se muestra:

$$\Delta \ddot{Y}_n = \frac{6\Delta Y}{\Delta t^2} - \frac{6\dot{Y}_{n0}}{\Delta t} - 3\ddot{Y}_{n0} \quad (3.8.)$$

$$\Delta \dot{Y}_n = \frac{3\Delta Y}{\Delta t} - 3Y_{n0} - \Delta t \frac{\ddot{Y}_{n0}}{2} \quad (3.9.)$$

En donde el subíndice cero se refiere a las condiciones al inicio del intervalo de tiempo. Llevando esas ecuaciones a (3.7.) obtenemos

$$\left\{ \frac{6}{\Delta t^2} + \frac{6\omega_n \lambda_n}{\Delta t} + \omega_n^2 \right\} \Delta Y_n = \Delta P + \quad (3.10)$$

$$+ \frac{6Y_{n0}}{\Delta t} + 3\ddot{Y}_{n0} + 2\omega_n \lambda_n \left\{ 3\dot{Y}_{n0} + \frac{\Delta t \ddot{Y}_{n0}}{2} \right\}$$

Ecuación que puede resolverse directamente para el desplazamiento generalizado, que puede ser usado para hallar los incrementos generalizados de velocidad y aceleración usando las ecuaciones (3.8.) y (3.9.). Los incrementos pueden añadirse a las condiciones iniciales para el siguiente intervalo de tiempo.

El desplazamiento total generalizado, que se mantiene por medio de una suma de incrementos, se obtiene usando el vector de forma de modo para llegar al vector del desplazamiento total del sistema. Esta operación es analizada para cada modo y para cada intervalo de tiempo. Esos desplazamientos modales se aplican entonces al sistema, para determinar las fuerzas internas, momentos, y reacciones para cada modo y para cada intervalo de tiempo.

Finalmente, las respuestas modales para cada intervalo de tiempo se combinan directamente para formar la respuesta total para cada intervalo de tiempo.

Superposición del espectro de respuesta.

La respuesta del sistema para movimientos de tierra se puede obtener usando el método de superposición del espectro de respuesta. Basado en éste método, la máxima aceleración generalizada, para cada modo está dada por:

$$\ddot{Y}_n \text{ max.} = R_n S_{an} / M_n \quad (3.11.)$$

en donde:

$\ddot{Y}_n \text{ max}$ = máxima respuesta generalizada de aceleración.

S_{an} = aceleración espectral para el n - ésimo modo, de los datos de entrada del espectro de respuesta para el análisis.

R_n = participación del factor de modo para el n - ésimo modo

y las máximas fuerzas de inercia internas de análisis vienen dados por:

$$F_m \text{ max.} = M_n \ddot{Y}_n \text{ max} \quad (3.12.)$$

que es igual a la máxima fuerza de inercia en el modo del i - ésimo punto en el n - ésimo modo.

Estas fuerzas de inercia, son calculadas para cada uno de los modos naturales del sistema, y aplicados como fuerzas estáticas, de la misma forma que el que el peso o fuerzas térmicas equivalen - tes, para encontrar las fuerzas internas en cada modo. La res - puesta total del sistema se obtiene por medio de la raíz cuadrada de la suma de cuadrados de los valores modales individuales.

Las cargas dinámicas más importantes que influyen en el diseño - de tuberías son:

Temblores: Las aceleraciones asociadas con los temblores son - normalmente del orden de 1 a 8 ft/seg² (de 0.3 a 2.5 m/seg²). - Estos valores representan alrededor del 3% al 25% de la acelera - ción de la gravedad. Por esta razón, el diseño para condición de temblor se aproxima normalmente por medio de la aplicación de - una fuerza horizontal actuando en el centro de gravedad de las es - tructuras, esta fuerza es del 10% al 20% del peso de la estructura. Los valores a considerar están en función de la zona sísmica en - donde se esté diseñando la planta en cuestión.

Golpe de Ariete o Efectos de Ondas en los Flúidos: El código de tuberías considera tolerancias para el golpe de ariete para tubería de acero forjado. Para la tubería de acero no se ha considerado alguna tolerancia, por lo que se deberá tomar en cuenta para el diseño de líneas con cabezas hidráulicas muy altas. La presión de choque de un líquido debido a su interferencia al flujo está en función de su velocidad, tiempo de corte del flujo y de la elasticidad de la tubería. Con las conexiones a equipos reciprocantes o bombas, se pueden llegar a presentar la falla por fractura si no se diseña adecuadamente.

Cargas temporales: Para cargas temporales debidas a viento o a un temblor, se ha considerado en los códigos para las tuberías una tolerancia del 33 1/3 % arriba del esfuerzo básico permisible a la temperatura de operación.

Podemos dar un tratamiento parecido para cualquier sobrecarga ocasional que se presente durante la operación normal, es decir que pueden presentarse por sobrecargas durante el arranque o el paro de la instalación. El código para tuberías acepta unas tolerancias para variación en operación normal y nos dice que: "se reconoce que las variaciones en presión y temperatura ocurren ine-

vitiblemente y entonces se considera que la tubería se encontrará segura para periodos de sobre-valores de diseño para tiempos cortos. Esto es que la presión o la temperatura, o ambos, pueden exceder los valores de diseño si el esfuerzo en la pared del tubo calculado con las fórmulas, usando el máximo valor esperado de presión durante la variación, no excede el valor de esfuerzo permisible a la temperatura máxima esperada durante la variación por más de los siguientes periodos de duración indicados:

- a) Hasta el 15% de incremento del esfuerzo durante el 10% del período de operación.
- b) Hasta el 20% de incremento del esfuerzo durante el 1% del período de operación.

Como lo mencionamos anteriormente existe un factor de reducción del rango de esfuerzos permisibles por expansión térmica que se aplica esencialmente para servicio no corrosivo o para material resistente a la corrosión, en donde se emplea para minimizar la reducción de la vida cíclica causada por la acción corrosiva.

Si el rango de cambio de temperatura varía, los ciclos térmicos completos, pueden calcularse de la siguiente forma:

$$N = N_E + r_1^5 N_1 + r_2^5 N_2 + \dots + r_n^5 N_n \quad (3.13.)$$

en donde:

N_e = número de ciclos con cambio de temperatura ΔT_E para los cuales ha sido calculado el esfuerzo de expansión S_E .

N_1, N_2, \dots, N_n = número de ciclos a los cambios de temperatura más bajos $\Delta T_1, \Delta T_E, \dots, \Delta T_n$

$$r_1, r_2, \dots, r_n = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_E}, \frac{\Delta T_2}{\Delta T_E}, \dots, \frac{\Delta T_n}{\Delta T_E}$$

= la relación de cualquiera de los ciclos de temperatura más bajos, a aquél para el cuál ha sido calculado el esfuerzo de expansión S_E .

III. METODOS DE CALCULO.

III.3. a) METODOS APROXIMADOS O SIMPLIFICADOS

En vista de que un cálculo formal de las condiciones mecánicas existentes en cualquier tipo de sistema de tuberías implica la aplicación de los métodos tradicionales de análisis estructural y por consiguiente una gran inversión de tiempo y trabajo, se han desarrollado varios métodos aproximados tendientes a reducir considerablemente estos cálculos. Sobre todo para sistemas con condiciones de operación y/o diseño no tan gravosas.

Estos métodos parten de suposiciones generalizadas y unicamente tratan de ubicar al diseñador dentro de aproximaciones convenientes a fin de evitar el empleo de tiempo en sistemas simples y/o con suficiente elasticidad. También hay que recordar que para ciertos casos, los codigos relativos ordenan un estudio preciso de las condiciones de operación de sistemas de tuberías conectados a equipos delicados o sensibles a las reacciones impuestas en sus conexiones terminales como son turbinas, bombas, reactores, compresores, ventiladores, equipos vidriados, etc., etc..

En general podemos dividir en tres los grupos principales de méto

todos aproximados y que deberán ser:

- aquella teoría basada en la aplicación del área de momentos y que en general se conoce con el nombre de método "grafoanalítico",
- el método ideado por Spielvogel y que se conoce también como el método del centro elástico,
- el método analítico general y que hace uso de la aplicación de la teoría de deformación utilizada en los estudios de la teoría de barras.

Para mayor descripción, algunos de estos métodos son:

- a. método del área de momentos ,
- b. método del centro elástico ,
- c. método de la viga conjugada ,
- d. método de la pendiente de la deformación ,
- e. método de la distribución de momentos ,
- f. método de la energía de deformación ,
- g. método de la analogía con columnas ;

cabe aclarar que cualquiera de estos métodos ha probado ser suficientemente útil en el análisis de sistemas de tuberías para plantas industriales y definitivamente siguen siendo usados con **bastan** - -

te frecuencia aunque es fácilmente reconocible que todos tienen sus ventajas y desventajas, sobre todo que la mayor parte de ellos fueron creados para sistemas planos (en dos dimensiones), en donde, para el caso de sistemas tridimensionales es necesario hacer consideraciones bastante cuidadosas y que nos arrojarán ciertos errores, y en la mayor parte de las ocasiones será imprescindible la aplicación de métodos del análisis estructural más exactos.

A continuación presentaremos uno de los métodos que ayudan a la elaboración de un buen diseño durante las fases iniciales del proyecto, dando una idea aceptable acerca del posible comportamiento de los sistemas de tuberías, cabe hacer notar que este es un proceso iterativo y la práctica y experiencia son grandes aliados de un buen proyectista, pues se logra prever o localizar con menor dificultad los posibles puntos que pueden representar sobreesfuerzos o deformaciones no aceptables.

Esta técnica es conocida como la "longitud mínima requerida entre dos extremos" (puntos fijos o anclajes) y surgió como una adaptación a la recomendación del "Codigo para Tuberías a Presión" -- ANSI B31, que dice: Se requerirá análisis formal para un sistema de tubería de dos anclajes o extremos, y con diámetro uniforme cuando el sistema de tuberías no satisfaga el siguiente criterio:

$$\frac{D Y}{(L - U)^2} \leq 0.03 \quad (3.14.)$$

donde:

D = diámetro nominal . (pulg.)

Y = Resultante de movimientos a ser absorbidos por el sistema de tuberías, (pulg.)

L = Longitud total de tubería (pies)

U = Longitud en línea recta entre anclajes (pies)

Haciendo la ecuación (3.14.) igual a 0.03 que sería la condición mas desfavorable y resolviendo para L:

$$L = U + 5.773 \sqrt{DY} \quad (3.15.)$$

Aumentando el coeficiente 5.773 a 6.0 como factor de seguridad tenemos:

$$L = U + 6 \sqrt{DY} \quad (3.16.)$$

La ecuación (3.16.) es la base para las soluciones gráficas en la determinación de la longitud mínima.

De hecho, la experiencia ha confirmado su amplio uso como herramienta para arreglos preliminares de sistemas de tuberías.

Necesitamos en este punto definir la terminología fundamental que utilizaremos:

Punto de anclaje.- Un anclaje es un punto que se supone rígido, - no permite flexión o distorsión cuando las fuerzas y momentos externos se aplican.

Movimiento de anclaje.- Los anclajes están sujetos a expansiones térmicas ocasionadas por el propio equipo y/o el asentamiento de la estructura portante.

Clasificación de sistemas de tuberías.- Los sistemas podrán ser clasificados en dos tipos, dependiendo de los movimientos de los - puntos de anclaje :

Tipo 1.- sistema de tuberías donde el movimiento en cualquier dirección en ambos puntos de anclaje es menor a -
0.10 " .

Tipo 2.- los movimientos en los puntos de anclaje son mayores a 0.10 " .

PROCEDIMIENTOS PARA SISTEMAS DEL TIPO 1.

Nos referiremos en el siguiente párrafo a la figura (3.3):

1.- Dibujamos un sistema isométrico con direcciones X, Y y Z.

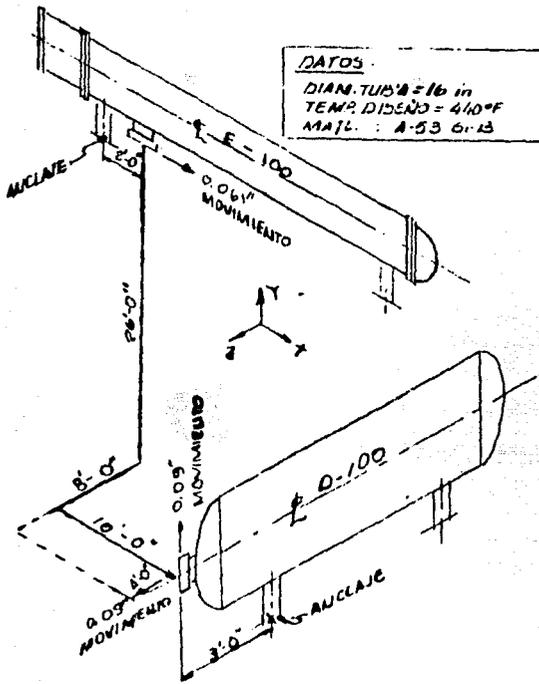


FIGURA 3.3.

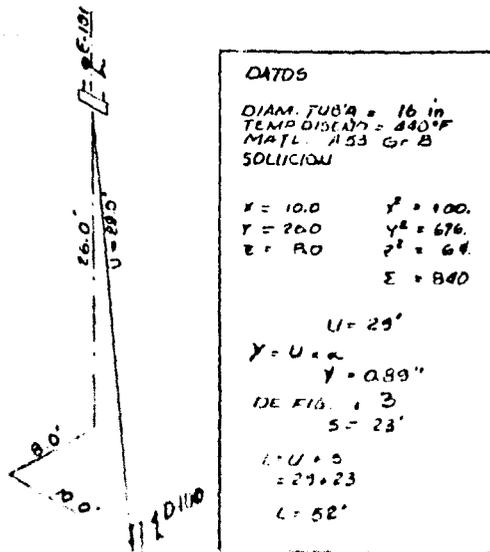


FIGURA 3.4

- 2.- Seleccionamos dos puntos de anclaje en el sistema considerando rígida una sección del sistema la cual no proveerá flexibilidad. En el ejemplo, los puntos de anclaje son las boquillas del cambiador y del recipiente.
- 3.- Dibujemos un croquis simplificado que muestra los dos puntos de anclaje seleccionado y la distancia entre estos puntos en las direcciones X, Y y Z, (ver fig. 3.4). Redondeemos las dimensiones al 1/2 pie más cercano.
- 4.- Dibujemos una línea recta que conecta ambos puntos de anclaje, denominando esta línea como la dimensión "U". Encuentre la distancia "U" utilizando las distancias X, Y, y Z en la fig. 3.3. ó bien
$$U = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$$
.
- 5.- Con la dimensión "U" y la temperatura de diseño, encuentre la expansión resultante "Y" en la fig. 3.4. ó bien
$$Y = U \times \alpha$$
- 6.- Utilizando la expansión resultante "Y" y el diámetro nominal de la tubería encontramos "S" en la fig. 3.4.
- 7.- Sumando las dimensiones "S" y "U" encontramos la longitud total que satisfará los requerimientos del Código de Tuberías.
- 8.- Para obtener la máxima flexibilidad, aumentar el tramo -

adicional de tubería que resultó de $U \pm S$ al tramo mas corto del sistema original.

PROCEDIMIENTO PARA EL SISTEMA DEL TIPO 2.

- 1.- Dibujando un sistema de coordenadas con direcciones X, Y y Z.
- 2.- Dibujamos un croquis simplificado mostrando los dos puntos de anclaje y la distancia en direcciones X, Y y Z , redondeando las dimensiones al 1/2 pie más cercano.
- 3.- Dibujamos una línea recta conectando ambos puntos de anclaje, denominando esta línea como "U". Encontramos la dimensión "U" utilizando la fig. 3.5.
- 4.- Usando la fig. 3.6. encontramos los movimientos en los puntos de anclaje causados por expansión térmica del equipo. Utilizaremos las temperaturas promedio del equipo. Marcando la magnitud y la dirección de los movimientos - en ambos puntos, ignorando aquellos menores a 0.1 " .
- 5.- Determinamos el movimiento neto en las direcciones X, Y y Z considerando los dos puntos de anclaje, en la siguiente forma:

regla 5.1. sumamos el movimiento de un punto de anclaje al movimiento del otro punto de anclaje, si las flechas correspondientes a cada dirección apuntan en SENTIDOS OPUESTOS.

regla 5.2. restamos el movimiento de un punto de anclaje al movimiento del otro punto de anclaje, si las flechas correspondientes a cada dirección apuntan en el MISMO SENTIDO.

Llamese a la resultante MOVIMIENTO NETO, en el punto de anclaje que tenga mayor movimiento.

- 6.- Usando la fig.3.6. encontramos el valor de la expansión térmica en las direcciones X, Y y Z, utilizando la distancia en X, Y y Z y la temperatura de diseño.
- 7.- Determinamos la dirección de la expansión térmica de cada tramo en las direcciones X, Y y Z usando la siguiente técnica:

La dirección de la expansión del tramo de tubería conectado al punto de anclaje siempre será marcada en la MISMA DIRECCION que tiene el tramo de tubería hacia el punto de anclaje. Marcando el valor y dirección de la expansión

en los puntos de anclaje.

La dirección de la expansión del tramo intermedio (tramo que no se conecta con ninguno de los puntos de anclaje) se encuentra como sigue:

- a. seleccionando un punto de anclaje que tenga MOVIMIENTOS NETOS paralelos al tramo intermedio. La dirección de la expansión en el punto de anclaje seleccionado.
- b. si no hay MOVIMIENTO NETO paralelo al tramo intermedio en ninguno de los dos puntos de anclaje, entonces la dirección de la expansión térmica del tramo intermedio podrá ser supuesto en la MISMA DIRECCION que el tramo, en cualquiera de los puntos de anclaje.

8.- Determinamos el MOVIMIENTO EFECTIVO en las direcciones X, Y y Z, considerando MOVIMIENTOS NETOS Y EXPANSION térmica en ambos puntos de anclaje como si gue:

regla 8.1. sumamos, si el MOVIMIENTO NETO y la EXPANSION térmica están señalados en la MISMA DIRECCION en el MISMO PUNTO DE ANCLAJE.

También, sumamos si están señalados en DIRECCIONES-

OPUESTAS y están en puntos de anclaje DIFERENTES.

regla 8.2. restamos los valores de tener circunstancias -
contrarias a las de la regla 8.1.

Mostramos la resultante como MOVIMIENTO EFECTIVO
en las direcciones X, Y y Z.

- 9.- Utilizando la fig. 3.8. encontramos el movimiento resul -
tante DIMENSION "R" usando el MOVIMIENTO EFECTIVO
en las direcciones X, Y y Z.
- 10.- De la fig. 3.6. encontramos la DIMENSION "S" utilizando
la DIMENSION "Y" y el diámetro nominal de la tubería.
- 11.- Sumamos las DIMENSIONES "S" y "U" ("U" encontrada -
en el paso 3). La suma de estas dos dimensiones es la lon -
gitud total mínima de tubería requerida para satisfacer el
Código de Tuberías.
- 12.- Para asegurar máxima flexibilidad, agregamos la tubería
adicional calculada en la dirección del tramo más pequeño
del sistema original.

LONGITUD MINIMA

PROCEDIMIENTO

FLEXIBILIDAD DE TUBERIA

FECHA: _____

-61-

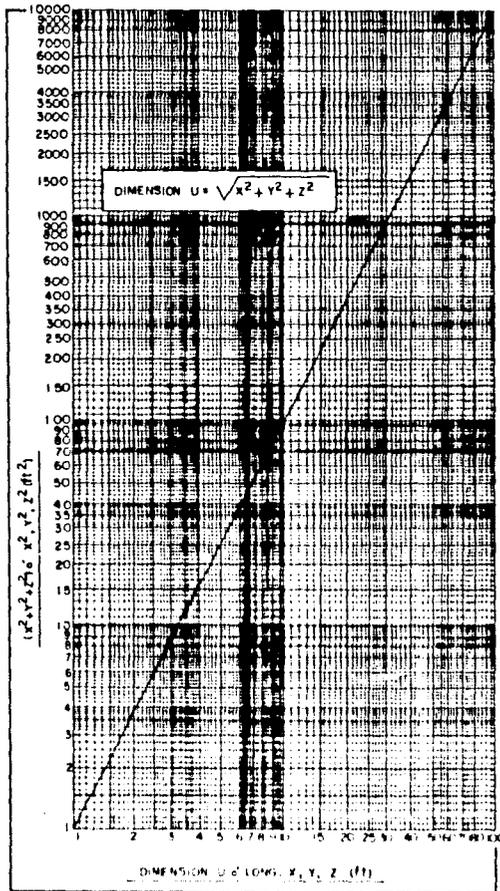


FIGURA 3.5.

REV	PAG	DESCRIPCION	REVISION	COMP	CONT

LONGITUD MINIMA

PROCEDIMIENTO

FLEXIBILIDAD DE TUBERIA

FECHA: _____

-62-

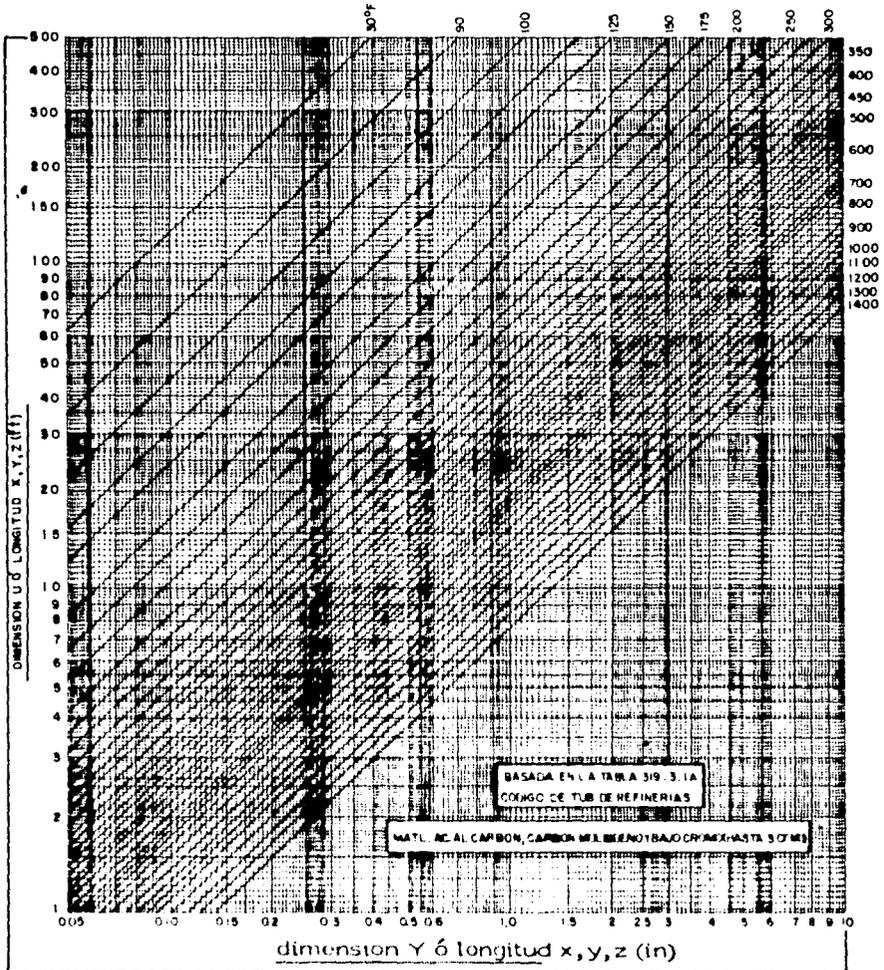


FIGURA 3.6.

REV	PAG	DESCRIPCION	REVISION	COMP	DATE

LONGITUD MINIMA

PROCEDIMIENTO

FLEXIBILIDAD DE TUBERIA

FECHA: _____

-63-

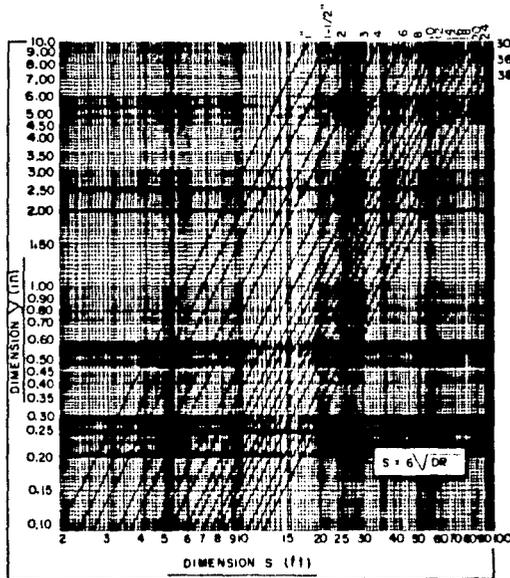


FIGURA 3.7.

REV	PAG	DESCRIPCION	REVISION	COMP	COM

LONGITUD MINIMA

PROCEDIMIENTO

FLEXIBILIDAD DE TUBERIA

FECHA: _____

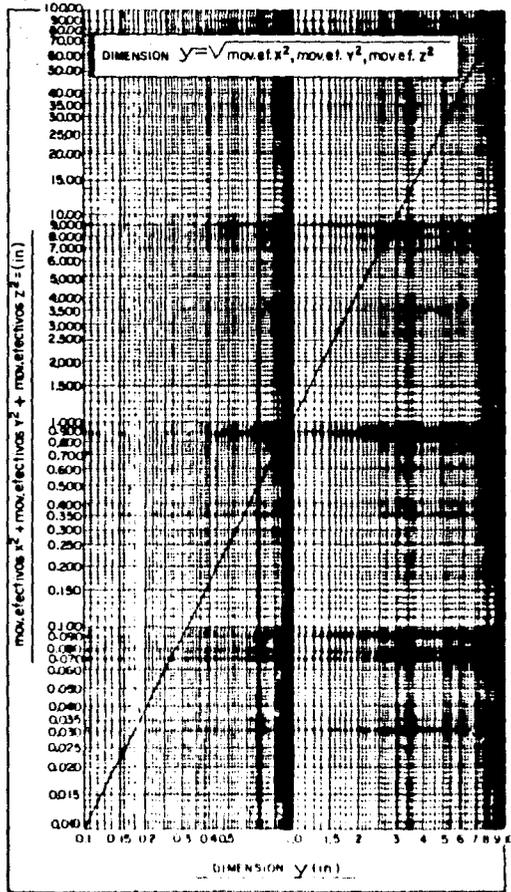


FIGURA 3.8.

REV	PAG	DESCRIPCION	REVISADO	COMP	EMIT

METODO DEL CENTRO ELASTICO.

Otro de los métodos aproximados que más se usan es el método del "centro elástico" que fué ideado inicialmente por Spielvogel como ya se indicó y después de varias simplificaciones y adiciones principalmente por Hao - Hsiao, que han hecho de este método una de las herramientas más valiosas para el análisis de esfuerzos en sistemas de tuberías.

Para iniciar, es conveniente definir al centroide, como "el punto dentro del área (para sistemas planos) o el volumen (para sistemas tridimensionales), delimitado por la estructura de tubería en el cual todas las reacciones debidas a la expansión térmica están en equilibrio.

Este centroide no necesariamente es el centro de gravedad del sistema ya que algunos elementos del sistema de tuberías serán más flexibles que otros, por lo que el centroide, se desplazará con respecto al centro de gravedad hacia los elementos más flexibles.

Aunque el método convencional para encontrar el centroide es igual al método para encontrar el centro de gravedad, en la obtención de este "centro elástico" interviene lo que se ha dado en llamar - factor de flexibilidad "k". Por lo tanto la longitud de un tramo recto será considerado con su longitud real, mientras que un arco de

90 ° con un factor $k > 1$, será incluido con lo que comunmente se llama longitud virtual .

CONCEPTO DEL "FACTOR DE FLEXIBILIDAD"

Definición: A la relación de la deflexión incrementada resultante a aquella predicha por la teoría convencional de vigas se le llama "Factor de flexibilidad".

Esta definición es el resultado de una serie de estudios encaminados a la solución del problema derivado de la incongruencia en el comportamiento de los codos de tuberías y la teoría existente para barras curvas.

Supongamos que un momento flexionante "M" actúa sobre el codo mostrado en la fig. 3.9. originando que la sección transversal originalmente en "bd" se mueva a la posición "b'd'" a lo largo de un cierto ángulo "dψ". Las fuerzas resultantes y el esfuerzo a la tensión en las fibras del codo del lado externo y el esfuerzo a la compresión en la parte interna obligan que estas fibras se muevan hacia el eje neutro una cierta distancia δ, las fibras en "ab" y "c d" toman las posiciones "a₁ b₁" y "c₁ d₁" respectivamente. La deformación por unidad de longitud de la fibra exterior será:

quedando entonces:

$$e = \frac{r d\psi}{(R+r) d\theta} - \frac{\delta}{R+r} \quad (3.21)$$

Aquí nosotros podemos diferenciar básicamente que el primer término del lado derecho de la ecuación está de acuerdo con la teoría clásica de barras curvas pero el segundo término representa el de cremento en la deformación debido, al fenómeno del aplastamiento de la sección circular transversal del codo durante la flexión.

Debido a este comportamiento, en el que las fibras más externas -
tienden a relevar sus esfuerzos por si solos debido al aplastamiento
to de la sección circular durante la flexión, nos implica un decre-
mento en la resistencia ofrecida por el codo a la flexión, que en térmi
minos reales es equivalente a una reducción en el momento de inercia
cia de la sección. Consecuentemente se ha considerado conveniente
te considerar no la rigidez a la flexión aparente "EI", sino un valor
de rigidez a la flexión "KEI", en donde "K" es un factor, menor -
que la unidad, llamado comunmente factor de rigidez y que se ha
determinado experimentalmente que cumple con la siguiente rela-
ción:

$$K = \frac{1}{k} \quad (3.22)$$

en donde:

k = factor de flexibilidad

= función de las características de flexibilidad "h"

= $1.65 / h$

h = característica de flexibilidad

= función de la geometría del codo.

para codos soldados o dobles:

$$h = (\bar{T} R) / r_m^2 \quad (3.23)$$

en donde:

$$r_m = \frac{O.D. - \bar{T}}{2} \quad (3.23)$$

en donde:

\bar{T} = espesor corroido (in).

O.D. = diametro exterior (in).

R = radio de curvatura (in).

r_m = radio medio (in).

Como consecuencia para nuestro metodo del centro elástico, tenemos que la longitud real de un codo de 90° , medido en la línea de centro es :

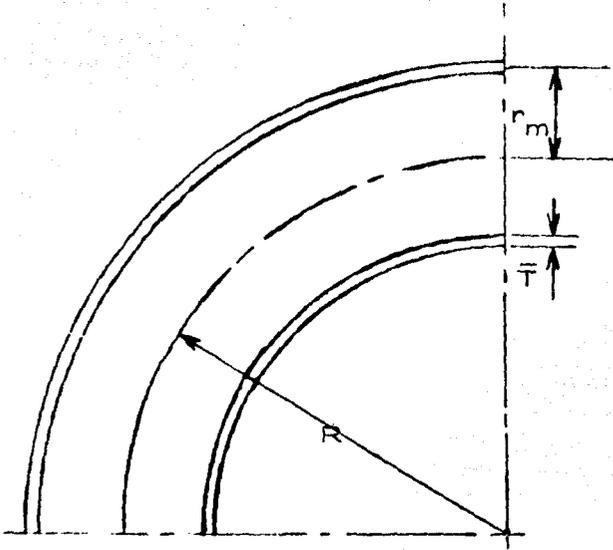


FIG. 3.10.

$$L_R = \frac{\pi}{4} R \quad (3.24)$$

y con objeto de considerar la distribución de fuerzas en un sistema de tuberías con elementos curvos, es necesario considerar los cordos con su longitud modificada en función del aumento de flexibilidad debido a la tendencia de la "ovalización" o "aplastamiento", quedando:

$$L_V = \frac{\pi}{4} R \cdot k \quad (3.25)$$

A continuación se examinarán los conceptos básicos de esta teoría:

Supongamos el sistema de la fig. 3.11., en el cuál tenemos:

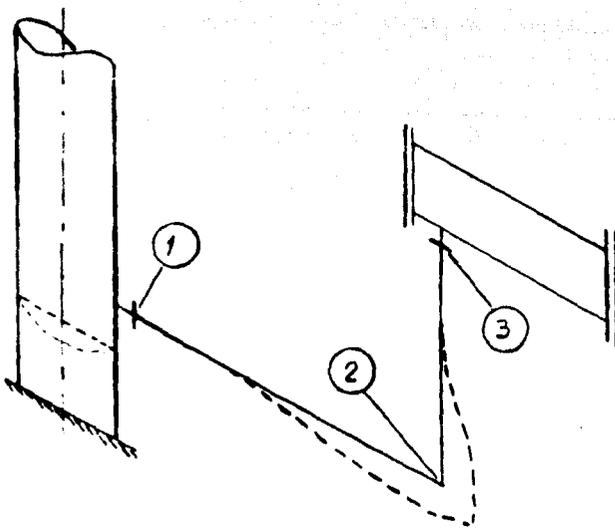


FIG. 3.11.

Quando en nuestro sistema aumente su temperatura, tomará la forma de la línea punteada según se indica. Para este caso en particular y con objeto de describir las bases del método, supondremos que la tubería tiene diámetro constante y que está construida de un

mismo material, así como que tendrá un espesor uniforme, por lo que las deformaciones que obtenga cada parte estarán básicamente ligadas a las dimensiones lineales de cada tramo. Observando detenidamente este caso, veremos que la resistencia a la expansión del tramo $\overline{12}$ estará generando una fuerza " F_x " en los extremos "1" y "3", asimismo sucederá que la expansión $\overline{23}$, se tendrá una fuerza de reacción " F_y " en los dos extremos. Junto con estas fuerzas se tendrán los momentos reaccionantes " M_x " en el punto "3" y " M_y " en "1".

Esta teoría se basa en el hecho de aceptar la hipótesis de que el punto de equilibrio de estas fuerzas es el centroíde.

Ahora bien, supongamos que dejamos fijo un extremo del sistema p.ej. el punto "1" fig. 3.12. entonces la tubería tendrá su expansión sin restricciones y nos encontraremos con la posición indicada.

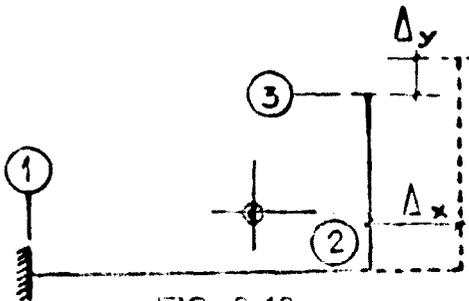


FIG. 3.12

por la línea punteada. Ahora bien supongamos que obligamos a este extremo libre a regresar a su posición original con un par de fuerzas " F_x " y " F_y ", fig. 3.13. Primero consideremos una fuerza unitaria actuando en el centroide en la dirección " $x - x$ ", está fuerza nos genera un efecto de rotación en el extremo libre "3", resultando una deformación unitaria en los dos sentidos que denotaremos como " d_{xx} " y " d_{xy} ", en donde el primer subíndice nos indica la dirección de la fuerza aplicada y el segundo la dirección de las deformaciones originadas por la fuerza unitaria aplicada. Siguiendo un razonamiento igual tendremos " d_{yx} " y " d_{yy} " respectivamente.

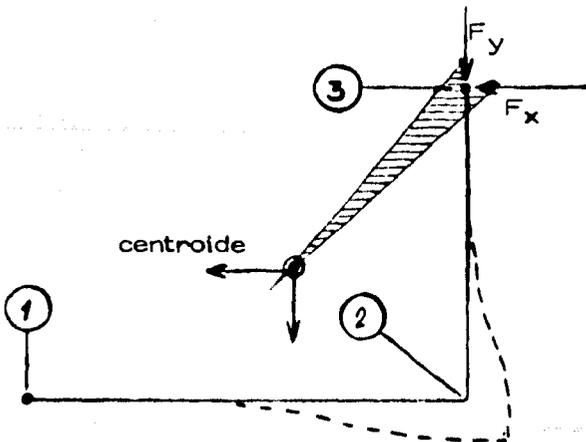


FIG. 3.13

Si ahora llamamos " Δ_x " como la suma de todas las deformaciones en el eje "X" y " Δ_y " a las deformaciones en el eje "Y", tendremos:

$$F_x \delta_{xx} + F_y \delta_{yx} = \Delta_x \quad (3.26)$$

$$F_x \delta_{xy} + F_y \delta_{yy} = \Delta_y \quad (3.27)$$

y aplicando la ley de las deformaciones reciprocas de Maxwell que dice:

$$\delta_{xy} = \delta_{yx} \quad (3.28)$$

ya que estas son deformaciones reciprocas de las mismas fuerzas unitarias.

Ahora bien, basados en la teoria de la viga empotrada, las deformaciones unitarias " δ_{xx} ", " δ_{yy} " y " δ_{xy} ", se deben a fuerzas unitarias actuando en el extremo libre de la viga:

$$\delta_{xx} = \frac{I_x}{EI} \quad (3.29)$$

$$\delta_{yy} = \frac{I_y}{EI} \quad (3.30)$$

$$\delta_{xy} = \frac{I_{xy}}{EI} \quad (3.31)$$

en donde:

E = modulo de elasticidad de la tubería. lb/in^2 .

I = momento de inercia de la sección circular, in^4 .

I_x = momento de inercia de la línea con respecto al eje "X" del centroide, in^4 .

I_y = momento de inercia de la línea con respecto al eje "Y" del centroide, in^4 .

I_{xy} = producto de inercia de la línea con respecto a los dos ejes del centroide, in^4 ,

aquí vale la pena mencionar que el signo del producto de inercia I_{xy} depende de la dirección de los ejes coordenados positivos. Así que como práctica común se recomienda escoger los ejes coordenados positivos opuestos en dirección a la expansión prevista, de donde el producto de dos ordenadas, una teniendo un signo positivo y la otra negativo, por lo que resultará negativo " $-I_{xy}$ ". Por esta razón incluiremos el signo negativo en las ecuaciones generales que se muestran a continuación que, en su forma normal deberán cancelar el signo negativo.

Por lo que combinando los últimos resultados, tendremos:

$$F_x \frac{I_x}{EI} - F_y \frac{I_{xy}}{EI} = \Delta_x \quad (3.32)$$

$$- F_x \frac{I_{xy}}{EI} + F_y \frac{I_y}{EI} = \Delta_y \quad (3.33)$$

despejando en función de los desplazamientos:

$$F_x = \frac{I_y (\Delta_x EI) + I_{xy} (\Delta_y EI)}{I_x I_y - I_{xy}^2} \quad (3.34)$$

$$F_y = \frac{I_x (\Delta_y EI) + I_{xy} (\Delta_x EI)}{I_x I_y - I_{xy}^2} \quad (3.35)$$

Siguiendo un razonamiento similar, se pueden obtener las ecuaciones para la solución de sistemas tridimensionales, así como correcciones y aproximaciones válidas para sistemas con cambio de diámetro, espesor y/o material.

III.3.b. METODOS EXACTOS.

Para la aplicación de los métodos exactos se hace uso del álgebra lineal y de las propiedades matriciales.

A continuación se darán únicamente los lineamientos generales, que pueden ser profundizados con ayuda de la bibliografía, de cualquier forma existen casos para los cuales no se justifica el uso de computadoras pues puede efectuarse su estudio con ayuda de calculadoras de escritorio, aunque debe tenerse mucho cuidado de no introducir algún error.

Teoría básica. Consideremos una estructura deformable "S" que se encuentra restringida de tal forma que no puede moverse libremente como un cuerpo rígido bajo la aplicación de un sistema de fuerzas cualquiera, sino que se encontrará una deformación directamente en el punto de aplicación, suponiendo que en caso de aplicar el mismo sistema de fuerzas en cualquier otro punto, obtendríamos una deformación diferente.

Aquí supondremos que las fuerzas son cantidades vectoriales axiales con todas sus características conocidas, asimismo que los momentos son cantidades vectoriales polares. Así tendremos que se representará la matriz de fuerzas como:

$$F = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}$$

(3.36)

TRANSFORMACION DE LOS EJES DE REFERENCIA, (rotación)

Ahora bien, las fuerzas y momentos aplicados al sistema "S" en un punto dado tendrán diferentes componentes en función de la disposición de los ejes seleccionados, primero si tenemos con respecto a los ejes (X_0, Y_0, Z_0) , obtendremos:

$$F_0 = \begin{bmatrix} F_{x_0} \\ F_{y_0} \\ F_{z_0} \\ M_{x_0} \\ M_{y_0} \\ M_{z_0} \end{bmatrix}$$

(3.37)

pero si después giramos estos ejes quedando en la posición (X_1, Y_1, Z_1)

se obtendrá:

$$F_1 = \begin{bmatrix} F_{x_1} \\ F_{y_1} \\ F_{z_1} \\ M_{x_1} \\ M_{y_1} \\ M_{z_1} \end{bmatrix} \quad (3.38)$$

con lo que nos encontraremos en la posibilidad de definir la matriz de transformación "L" tal que :

$$F_1 = L F_0 \quad (3.39)$$

en donde:

$$L_G = \begin{bmatrix} \cos(X_0, X_1), \cos(Y_0, X_1), \cos(Z_0, X_1) & 0 & 0 & 0 \\ \cos(X_0, Y_1), \cos(Y_0, Y_1), \cos(Z_0, Y_1) & 0 & 0 & 0 \\ \cos(X_0, Z_1), \cos(Y_0, Z_1), \cos(Z_0, Z_1) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \cos(X_0, X_1), \cos(Y_0, X_1), \cos(Z_0, X_1) \\ 0 & 0 & 0 & \cos(X_0, Y_1), \cos(Y_0, Y_1), \cos(Z_0, Y_1) \\ 0 & 0 & 0 & \cos(X_0, Z_1), \cos(Y_0, Z_1), \cos(Z_0, Z_1) \end{bmatrix}$$

en donde el $\cos(X_0, X_1)$ representa el ángulo formado entre dos ejes positivos X_0 y X_1 , si por facilidad :

$$K = \begin{bmatrix} \cos(X_0, X_1), \cos(Y_0, X_1), \cos(Z_0, X_1) \\ \cos(X_0, Y_1), \cos(Y_0, Y_1), \cos(Z_0, Y_1) \\ \cos(X_0, Z_1), \cos(Y_0, Z_1), \cos(Z_0, Z_1) \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

entonces podemos definir:

$$L = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & K \end{bmatrix} \tag{3.41}$$

como "L" es una matriz diagonal, se tiene que:

$$L^T = L^{-1} \tag{3.42}$$

y por lo tanto:

$$F_1 = LF_0 \tag{3.43}$$

$$\begin{aligned} F_0 &= L^{-1} L F_0 \\ &= L^{-1} F_1 \end{aligned} \tag{3.44}$$

y además:

$$L^T L^{-1} = L^{-1} L^T = I \tag{3.45}$$

TRANSFORMACION DE LAS FUERZAS, (translación)

Consideremos ahora que en el sistema mostrado en la fig. 3.13. - aplicamos en el punto A de la sección (1), la fuerza "F_A" y se desea conocer "F_B" aplicada por la sección (1) a la sección (2), -

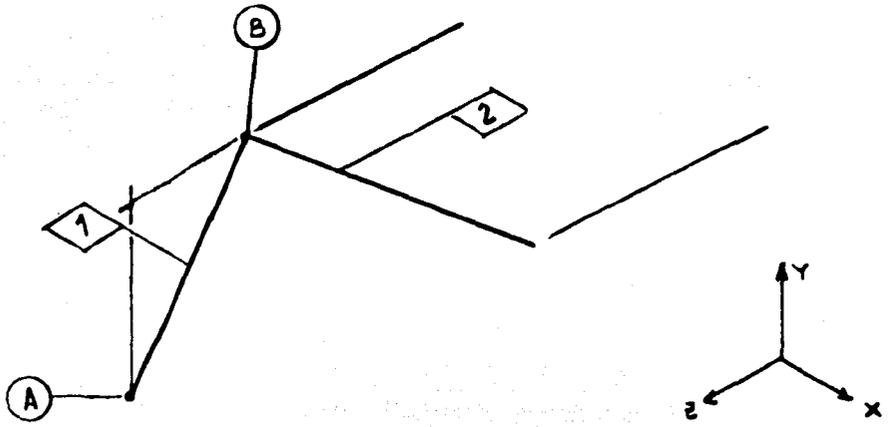


FIG. 3.13.

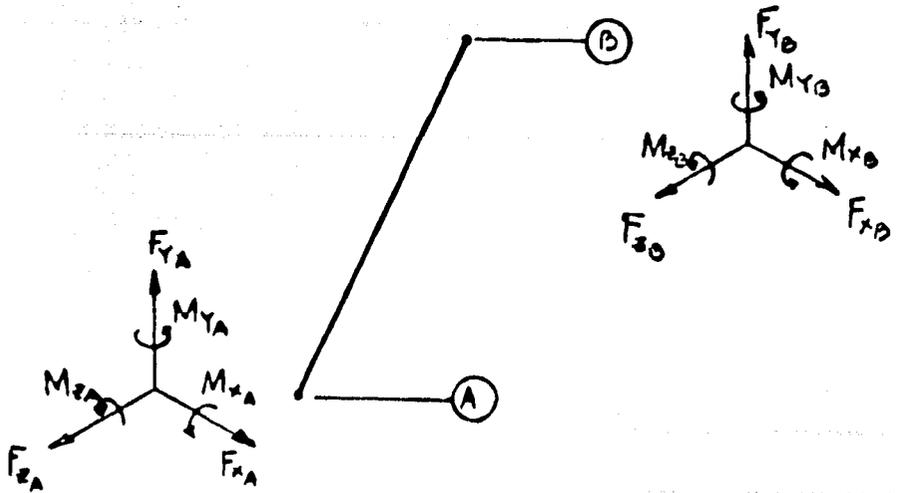


FIG. 3.14.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE, SECCION (1)

obviamente esta fuerza compuesta por las tres componentes de - fuerzas y las tres de momentos; y que esta sección (1) se encuen- tra rígidamente unida a la sección (2) en el punto (B), como se - muestra en la fig. 3.14 .

Examinando el diagrama de cuerpo libre de la sección (1), vemos - que de acuerdo con los principios de la estática, si nosotros aplica- mos "F_A" en la sección (1) en el punto (A), en el punto (B) obtendre- mos como reacción " - F_B " ya que la sección (2) aplicará a la sec- ción (1) fuerzas y momentos iguales, pero de sentido opuesto a - aquellos aplicados por la sección (1) a la sección (2) en el punto - (B), quedando que las ecuaciones de equilibrio:

$$F_{xA} + F_{xB} = 0 \quad (3.46)$$

$$M_{xA} + M_{xB} + F_{yA}(Z_B - Z_A) - F_{zA}(Y_B - Y_A) = 0 \quad (3.47)$$

$$F_{yA} + F_{yB} = 0 \quad (3.48)$$

$$M_{yA} + M_{yB} + F_{zA}(X_B - X_A) - F_{xA}(Z_B - Z_A) = 0 \quad (3.49)$$

$$F_{zA} + F_{zB} = 0 \quad (3.50)$$

$$M_{zA} + M_{zB} + F_{xA}(Y_B - Y_A) - F_{yA}(X_B - X_A) = 0 \quad (3.51)$$

Si definimos ahora como:

$$H_{21} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (Z_B - Z_A) & -(Y_B - Y_A) & 1 & 0 & 0 \\ -(Z_B - Z_A) & 0 & (X_B - X_A) & 0 & 1 & 0 \\ (Y_B - Y_A) & -(X_B - X_A) & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

en donde la submatriz "M" será igual a:

$$M(Q - P) = \begin{bmatrix} 0 & (Z_B - Z_A) & -(Y_B - Y_A) \\ -(Z_B - Z_A) & 0 & (X_B - X_A) \\ (Y_B - Y_A) & -(X_B - X_A) & 0 \end{bmatrix} \quad (3.53)$$

y la matriz "H₂₁", recibe el nombre de matriz de transferencia de fuerzas y es la que efectúa el traslado de las fuerzas de (A) a (B), quedando entonces:

$$H_{21} = \begin{bmatrix} I_3 & O_3 \\ M(Q-P) & I_3 \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

que cumple con las siguientes propiedades que no serán demostradas:

$$H_{21}^{-1} = H_{12} \tag{3.55}$$

$$H_{32} H_{21} = H_{31} \tag{3.56}$$

$$H^T = \begin{bmatrix} I_3 & M(P-Q) \\ O_3 & I_3 \end{bmatrix} \tag{3.57}$$

TRANSFORMACION DE LOS DESPLAZAMIENTOS.

Siguiendo un razonamiento igual a los precedentes, tenemos que - para un elemento rígido cuya matriz de desplazamiento en un punto cualquiera, viene definida por:

$$D = \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \\ D_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} \tag{3.58}$$

y aprovechando el concepto de la transformación "L" tenemos que:

$$D_2 = L_1 D_1 \tag{3.59}$$

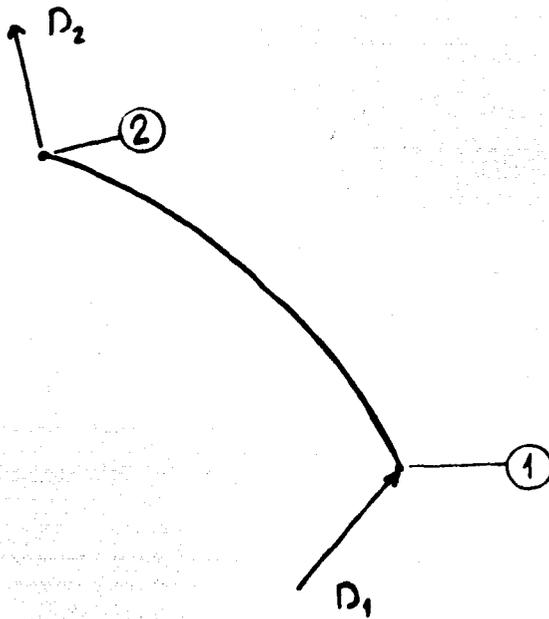


FIG. 3.15. Transformación de un desplazamiento.

También, si aprovechamos el concepto de la transformación de fuerzas, podemos decir que:

$$D_2 = H_{21} D_1 \tag{3.60}$$

Ahora bien, todo lo que nos resta para el análisis de esfuerzos es el relacionar unas matrices con otras . Para esto suponemos que se trata de elementos elásticos, en los cuales las componentes de las deformaciones están ligadas linealmente a las fuerzas aplicadas, es decir se cumple la ley de Hooke, y podemos suponer la existencia de una matriz constante . Tal que :

se cumpla la siguiente relación:

$$D = C F \quad (3.61)$$

en donde "C" es una matriz cuadrada de 6×6 , y que en nuestro caso recibe el nombre de "matriz de flexibilidades".

Ahora nosotros premultiplicamos ambos lados de la ecuación anterior por la inversa de la matriz de flexibilidades tenemos:

$$C^{-1} D = C^{-1} C F \quad (3.62)$$

$$C^{-1} D = F \quad (3.63)$$

y decimos que por definición:

$$R = C^{-1} \quad (3.64)$$

tendremos que:

$$F = R D \quad (3.65)$$

en donde "R" recibe el nombre de matriz de las "rigideces".

El problema para calcular los elementos que componen la matriz de flexibilidades puede ser más o menos complicado, en función de la naturaleza del elemento elástico en cuestión y de la complejidad

del sistema bajo análisis ya que al considerar, tanto restricciones rígidas, como flexibles, así como eventuales articulaciones, elementos rígidos o con flexibilidad especial, varios ramales, sistemas cerrados o con circuitos cerrados, sin mencionar los efectos de distribuciones no uniformes .

De cualquier forma que se resuelva el problema, se parte de que :

- el sistema se encuentra en equilibrio total y parcial.
- existe continuidad entre los desplazamientos de cada uno de sus elementos constitutivos.

III.4. USO DE PROGRAMAS DE COMPUTADORA.

Debido a la complejidad para determinar exactamente los esfuerzos y deformaciones de sistemas complejos, ultimamente se han desarrollado una serie de programas de computadora capaces de lograr una gran precisión en los resultados obtenidos, así como la gama tan amplia de condiciones de carga que pueden ser aplicadas simultáneamente a cualquier sistema.

Como referencia, se pueden encontrar en las bibliotecas de los centros de calculo de compañías tipo IBM, Honey Well, etc., programas disponibles para este tipo de estudios, y debido al grado de perfección requerido en la actualidad para las modernas plantas industriales, su uso se ha ido popularizando y cada día son más y más las compañías de diseño de plantas industriales que utilizan estos programas para implementar sus proyectos.

DESCRIPCION DE LOS MODELOS Y METODOS MAS COMUNMENTE EMPLEADOS.

El método mas empleado es el de la rigidez de los elementos finitos, de acuerdo con este método, el sistema de tuberías es un conjunto elástico con miembros o elementos continuos conectados

entre sí en puntos o nodos. Estos nodos serán seleccionados de tal forma que aislen elementos particulares del sistema como pueden ser: codos, tes; válvulas, conexiones y accesorios, para los cuales sus características fuerza - deformación pueden ser definidas. También pueden determinarse nodos en todas las discontinuidades como: soportes o puntos de restricción de movimiento, -- cargas concentradas, ramales y cambios en las características físicas de la sección.

La teoría del programa se basa en el método de cálculo de la matriz de flexibilidad de Brock (1) y desarrollado después por Boonstra y Spijkers (2), de donde por definición se tiene que:

La matriz de rigidez:

$$S d = F \quad (3.66)$$

en donde:

S = matriz de rigidez

(1) J.E. Brock, "A matrix Method for Flexibility Analysis of Piping Systems", Journal of Applied Mathematics, Dic. 1952.

(2) A.A. Spijkers & B.H. Boonstra "Piping Flexibility Analysis", Ingenieur, Junio 1961.

d = matriz deformación

f = matriz fuerza

y además:

$$F f = d \tag{3.67}$$

en donde:

F = matriz de flexibilidad

Analogía de CHEN

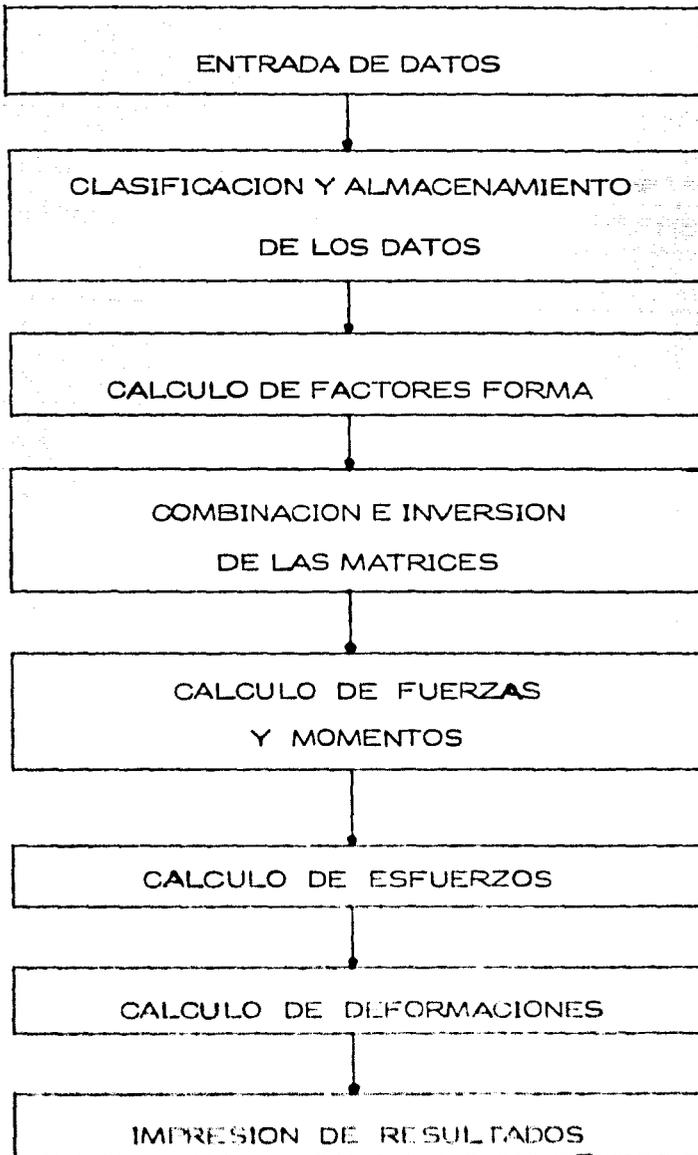
El método descrito en sus estudios (1) es análogo a la solución nodal de un circuito eléctrico, partiendo de las siguientes equivalencias:

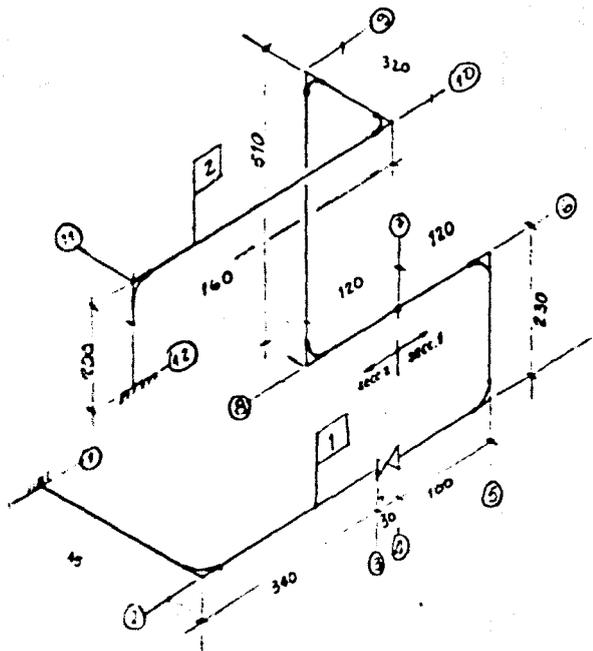
SIST. TUBERIAS (matrices)	CIRCUITO ELECTRICO (escalares)	
Fuerza (f)	Corriente (I)	(3.68)
Deformación (d)	Voltaje (E)	(3.69)
Rigidez (S)	Admitancia (Y)	(3.70)
Flexibilidad (F)	Impedancia (Z)	(3.71)
$Sd = f$	$YE = I$	(3.72)
$Ff = d$	$ZI = E$	(3.73)

(1) L.H.Chen, "Piping Flexibility Analysis by Stiffness Matrix"
Journal of Applied Mechanics Paper no. 59, APM-24.

IV EJEMPLO DE UN PROGRAMA DE COMPUTADORA

DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA





CARACTERÍSTICAS:

- O.D. = 18 cm
- PRESIÓN = 0.800 cm
- PESO PROPO = 28 kg/cm³
- E_p = 0.45 kg/cm³
- E_h = 1.82 x 10⁶ kg/cm²
- E_h = 1.91 x 10⁶ kg/cm²
- REL. EXPANSIÓN = 0.30 mm

SIMBOLOGIA

- SIGN.: PUNTO NUMERADO
- " " SECCION NUMERADA
- ACOTACIONES: 1 cm





ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIA
TITULO

HOJA DE DATOS 1

CALCULO: AVT
REVISO: _____
FECHA: 2012 HOJA 1 DE 6

USUARIO _____

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

NO TRABAJO

FECHA

DESCRIPCION

CASE PRUBA

NO DE CASOS

RELACION POISSON

- , - , - , - , - , - , - , - . - , -

YES PECO P. FICHO INCLUIDO

AVT METODO CALCULO ESFUERZOS

IMPRESIONES INTERMEDIAS

FREE UNIDADES ('FREE' OR ' FT LB)



ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN TUBERÍA
FLEXIBILIDADES ESPECIALES

HOJA DE DATOS 2

CALCULO: MT

REVISOR: _____

FECHA 24/39 HOJA 2 DE 6

P Number	Line	Point Number	$d_x/F_x \times 10^3$ (ft/lb)	$d_y/F_y \times 10^3$ (ft/lb)	$d_z/F_z \times 10^3$ (ft/lb)	$d_x/M_x \times 10^3$ (ft/lb)	$d_y/M_y \times 10^3$ (ft/lb)	$d_z/M_z \times 10^3$ (ft/lb)	$d_x/F_y \times 10^3$ (ft/lb)
			$d_y/F_z \times 10^3$ (ft/lb)	$d_z/M_x \times 10^3$ (ft/lb)	$d_x/M_z \times 10^3$ (ft/lb)	$d_z/M_y \times 10^3$ (ft/lb)	$d_x/M_z \times 10^3$ (ft/lb)	$d_z/M_x \times 10^3$ (ft/lb)	
S Line			$d_x/M_x \times 10^3$ (rad/lb)	$d_y/M_y \times 10^3$ (rad/lb)	$d_z/M_z \times 10^3$ (rad/lb)	$d_x/M_y \times 10^3$ (rad/lb)	$d_y/M_z \times 10^3$ (rad/lb)	$d_z/M_x \times 10^3$ (rad/lb)	$d_x/M_z \times 10^3$ (rad/lb)
		1							
		2							
		3							
		1							
		2							
		3							
		1							
		2							
		3							
		1							
		2							
		3							
		1							
		2							
		3							
		1							
		2							
		3							
		1							
		2							
		3							
		1							
		2							
		3							



ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIA
PUNTOS

HOJA DE DATOS 3

CALCULO: AVT

REVISO: _____

FECHA: 20472 HOJA 3 DE 6

Section N°	Point number	Projections or Coordinates (ft)			Bend Radius(ft)	Pipe O.D.(in)	Thickness (in)	Self Weight (lb/ft or lb)	Bend flex factor	Bend St.factor	E x 10 ⁶ (lb/in ²)	Rel expansion (in/100ft)	Pressure (lb/in ²) 90°F
		X	Y	Z									
P	1	1											
P	1	2	45		30	15	0.8	0.15					
P	1	3							1.82		0.036	28	
P	1	4							1.82		0.036	28	
P	2	3							1.82		0.036	28	
P	2	4							1.82		0.036	28	
P	1	3							1.91		0.036	28	
P	1	4			-3.0								
P	1	5			-3.0								
P	1	6			-1.0	30							
P	1	7		23.0		30							
P	2	7			12.0								
P	2	8	45	23.0	-3.50								
P	2	8			1.20	30							
P	1	1							1.79		0.067	28	
P	1	2							1.51		0.067	28	
P	1	3							1.44		0.072	28	
P	1	4							1.91		0.072	28	
P	2	9		5.10		30							
P	2	10	32.0			30							
P	2	11			16.0	30							
P	2	12			-2.00								

IBM DATA CENTRE SERVICES
LONDON DATA CENTRE
31 NEWMAN STREET
LONDON W1P 4DB
TEL. 01-676-7730

IBM
CENTRO DI COMPUTO

DATA FOR SECTION 2

POINT NUMBER	R-PROJ FT	Y-PROJ FT	Z-PROJ FT	HEAD ANGLE DEG	RADIUS FT	STRAIGHT LENGTH FT	O.D. IN	THICKNESS IN	SELF WT. LB/IN	CASE	YOUNG'S MOD. PSI	REL EXP IN/IN	PRESS PSI
COORDINATES OF INITIAL END													
7	45.000	230.000	-150.000	90.00	30.000	90.000	15.0000	0.8000	-0.15	1	1700000.	0.006760	28.
										2	1400000.	0.006700	28.
										3	1400000.	0.007260	28.
										4	1310000.	0.007260	28.
8	0.0	510.000	0.0	90.00	30.000	450.000	15.0000	0.8000	-0.15	1	1700000.	0.006760	28.
										2	1400000.	0.006700	28.
										3	1400000.	0.007260	28.
										4	1310000.	0.007260	28.
10	220.000	0.0	0.0	90.00	30.000	260.000	15.0000	0.8000	-0.15	1	1700000.	0.006760	28.
										2	1400000.	0.006700	28.
										3	1400000.	0.007260	28.
										4	1310000.	0.007260	28.
11	0.0	0.0	160.000	90.00	30.000	100.000	15.0000	0.8000	-0.15	1	1700000.	0.006760	28.
										2	1400000.	0.006700	28.
										3	1400000.	0.007260	28.
										4	1310000.	0.007260	28.
12	0.0	-200.000	0.0	90.00	0.0	170.000	15.0000	0.8000	-0.15	1	1700000.	0.006760	28.
										2	1400000.	0.006700	28.
										3	1400000.	0.007260	28.
										4	1310000.	0.007260	28.
COORDINATES OF FINAL END													
	300.000	540.000	-70.000										



SECTION TABLE

SECTION NUMBER	INITIAL CO-ORDINATES			FINAL CO-ORDINATES			PRECEDING SECTION	PATH INDICATOR
	X	Y	Z	X	Y	Z		
1	0.0	0.0	0.0	45.000	230.000	-350.000	1	0
2	45.000	230.000	-350.000	365.000	540.000	-70.000	1	-2



ANCHOR DISPLACEMENT DATA

SECTION	CASE	BOND	X-DEFLECTION IN	Y-DEFLECTION IN	Z-DEFLECTION IN	X-ROTATION DEG	Y-ROTATION DEG	Z-ROTATION DEG
2	1		0.0	0.5000	0.0	0.0	0.0	0.0
2	2		0.0	0.5000	0.0	0.0	0.0	0.0
2	3		0.0	0.5000	0.0	0.0	0.0	0.0
2	4		0.0	0.5000	0.0	0.0	0.0	0.0

J77 NUMBER 1

DATE 07/21/75

***** CASO PROVA PROCTANA *****

PROBLEM PARAMETERS

HIGHEST SECTION NUMBER = 2
NUMBER OF ARCHES = 0
NUMBER OF CONSTRAINTS = 0
NUMBER OF LOOPS = 0
NUMBER OF PATHS = 1
ORDER OF SYSTEM MATRIX = 6
DIMENSION OF MATRIX = 6
NUMBER OF CASES = 6
SELF WEIGHT INCLUDED
FREE UNITS USED

MOMENTS AND STRESSES AT SIGNIFICANT POINTS

SECTION	SPINE	POSITION	X-COORD IN	Y-COORD IN	Z-COORD IN	CASE	MOMENTS		B-STRESS PSI	T-STRESS PSI	P-STRESS PSI	(CLAS) C-STRESS PSI
							R.M. LB-IN	T.M. LB-IN				
1	1	INITIAL	0.0	0.0	0.0	1	8137	-67157	-31	-250	117	522
						2	2137	-67747	-31	-250	117	525
						3	4771	-64750	-35	-257	117	550
						4	4707	-64407	-35	-257	117	557
1	2	INITIAL	15.000	0.0	0.0	1	1707	-67157	-15	-250	117	517
						2	1570	-67747	-23	-250	117	531
						3	2173	-64750	-25	-257	117	551
						4	2850	-64467	-30	-257	117	557
1	2	MIDDLE	30.000	0.0	-8.787	1	78750	-43070	470	-167	117	508
						2	37177	-42757	432	-131	117	523
						3	40857	-47175	501	-190	117	540
						4	40555	-47300	497	-188	117	540
1	2	FINAL	45.000	0.0	-30.000	1	53076	-5404	059	-24	117	547
						2	55119	-6144	575	-25	117	561
						3	57540	-6570	700	-27	117	561
						4	57667	-7175	737	-29	117	562
1	3	FINAL	45.000	0.0	-340.000	1	6225	-5864	-51	-24	117	176
						2	5787	-6144	-49	-25	117	174
						3	5721	-6586	-47	-27	117	173
						4	5647	-7175	-49	-29	117	177
1	3	INITIAL	45.000	0.0	-340.000	1	6225	-5864	-51	-24	117	176
						2	5744	-6144	-49	-25	117	174
						3	5707	-6586	-47	-27	117	173
						4	5667	-7175	-49	-29	117	177
1	4	FINAL	45.000	0.0	-370.000	1	10051	-5868	-51	-24	117	174
						2	10782	-6144	-50	-25	117	175
						3	10753	-6586	-50	-27	117	173
						4	11002	-7175	-52	-29	117	177
1	5	INITIAL	45.000	0.0	-440.000	1	21074	-5404	255	-24	117	144
						2	21177	-6144	259	-25	117	150
						3	21574	-6586	265	-27	117	157
						4	21912	-7175	269	-29	117	162
1	5	MIDDLE	45.000	9.797	-461.213	1	23227	-6081	272	-25	117	170
						2	24177	-6704	271	-25	117	172
						3	24604	-6921	301	-28	117	190
						4	24777	-7653	350	-31	117	195
1	5	FINAL	45.000	30.000	-470.000	1	25241	-2441	310	-12	117	180
						2	25575	-2864	313	-12	117	184
						3	26741	-3416	323	-14	117	201
						4	26764	-3996	323	-16	117	209

MOMENTS AND STRESSES AT SIGNIFICANT POINTS

TRUCK	POINT	POSITION	X-COORD IN	Y-COORD IN	Z-COORD IN	CAST	MOMENTS		STRESSES			(CLASS) C-STRESS PSI
							R-Y LB-IN	T-Y LB-IN	B-STRESS PSI	T-STRESS PSI	P-STRESS PSI	
1	6	INITIAL	45.060	200.000	-470.000	1	23100	-2291	294	-12	117	166
						2	2774	-304	190	-12	117	172
						3	24767	-4416	304	-14	117	185
						4	25007	-3916	337	-10	117	169
1	6	MIDDLE	45.000	221.213	-461.213	1	27171	744	274	7	117	153
						2	22711	658	275	2	117	159
						3	2407	407	292	1	117	172
						4	24140	78	226	0	117	176
1	6	FINAL	45.000	230.000	-440.000	1	14600	3784	240	15	117	127
						2	12770	1417	243	15	117	133
						3	21044	3778	258	15	117	144
						4	21255	3767	240	15	117	148
1	7	FINAL	45.000	230.000	-350.000	1	11134	3784	-92	15	117	211
						2	11253	1417	-93	15	117	212
						3	11530	3778	-96	15	117	215
						4	11720	3767	-95	15	117	217
2	7	INITIAL	45.000	230.000	-350.000	1	11134	3784	-92	15	117	211
						2	11253	1417	-93	15	117	212
						3	11530	3778	-96	15	117	215
						4	11720	3767	-95	15	117	217
9	8	INITIAL	45.000	230.000	-260.000	1	1467	3784	-47	15	117	167
						2	3637	1417	-41	15	117	164
						3	3725	3778	-40	15	117	160
						4	3405	3767	-41	15	117	161
2	8	MIDDLE	45.000	238.787	-238.787	1	3800	2056	-46	8	117	166
						2	4012	1126	-44	9	117	163
						3	3708	2125	-40	9	117	169
						4	3251	2124	-39	9	117	159
9	9	FINAL	45.000	260.000	-230.000	1	3737	-710	-45	-2	117	165
						2	4647	-671	-43	-2	117	164
						3	3456	-427	-42	-1	117	161
						4	3779	-360	-41	-1	117	160
2	9	INITIAL	45.000	710.000	-230.000	1	3589	-716	-46	-2	117	161
						2	1240	-671	-45	-2	117	157
						3	3271	-497	-45	-2	117	157
						4	4167	-700	-51	-1	117	168
2	9	MIDDLE	43.797	731.213	-220.000	1	2300	-3107	-20	-12	117	146
						2	2297	-724	-23	-11	117	147
						3	2741	-2190	-33	-6	117	152
						4	3013	-2075	-43	-8	117	160

MOUMENTS AND STRESSES AT SIGNIFICANT POINTS

SECTION	PCINT	POSITION	V-CORRD IN	V-CORRD IN	Z-CORRD IN	CASE	B.M. LB. IN	T.M. LB. IN	B-STRESS PSI	T-STRESS PSI	P-STRESS PSI	(CLASS) C-STRESS PSI
2	9	FINAL	75.000	747.000	-230.000	1	1023	-7866	-22	-16	117	177
						2	1737	-8121	-17	-14	117	177
						3	2242	-2770	-27	-17	117	160
						4	7657	-2694	-43	-11	117	162
2	10	INITIAL	750.000	740.000	-230.000	1	7669	-7466	-26	-16	117	210
						2	7186	-7781	-58	-18	117	207
						3	6197	-7770	-75	-11	117	194
						4	7799	-7694	-69	-11	117	208
2	10	MIDDLE	750.213	747.000	-231.213	1	4474	-8474	-24	-35	117	185
						2	4041	-7474	-27	-31	117	174
						3	7492	-6469	-42	-26	117	169
						4	4705	-7715	-52	-29	117	180
2	10	FINAL	765.100	740.000	-200.000	1	7477	-8001	-47	-36	117	170
						2	3246	-8202	-40	-34	117	171
						3	7040	-7045	-31	-34	117	160
						4	2741	-8160	-34	-33	117	165
2	11	INITIAL	765.100	740.000	-107.000	1	5707	-8707	-63	-36	117	145
						2	4047	-8707	-61	-34	117	160
						3	4543	-7085	-55	-27	117	183
						4	4108	-8160	-60	-33	117	184
2	11	MIDDLE	765.000	731.213	-78.737	1	5075	-8174	-73	-37	117	206
						2	5727	-8477	-70	-35	117	201
						3	5057	-7474	-62	-30	117	190
						4	5159	-8566	-63	-35	117	194
2	11	FINAL	765.000	710.000	-70.000	1	1047	-8161	127	-17	117	35
						2	6716	-3107	111	-16	117	32
						3	8457	-7449	-133	-15	117	224
						4	9216	-4715	-113	-17	117	234
2	12	FINAL	765.000	540.000	-70.000	1	10470	-4151	-30	-17	117	207
						2	9488	-3000	-75	-16	117	201
						3	7824	-7849	-65	-15	117	187
						4	8099	-8215	-67	-17	117	190

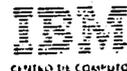
DEFLECTIONS OF PIPE POINTS

SECTION	POINT	R OR S	Y-COORD IN	Z-COORD IN	CASE	X-DISP IN	Y-DISP IN	Z-DISP IN	X-ROT DEG	Y-ROT DEG	Z-ROT DEG	
1	1	INITIAL	0.0	0.0	0.0	1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
						2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
						3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
						4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1	2	STRAIT	10.000	0.0	0.0	1	0.054	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000
						2	0.054	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000
						3	0.054	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000
						4	0.054	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000
1	2	BEND	45.000	0.0	-30.000	1	0.108	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000
						2	0.108	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000
						3	0.108	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000
						4	0.108	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	-0.000
1	3	STRAIT	45.000	0.0	-740.000	1	0.117	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						2	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						3	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						4	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
1	4	STRAIT	45.000	0.0	-370.000	1	0.055	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						2	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						3	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						4	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
1	5	STRAIT	45.000	0.0	-440.000	1	0.114	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						2	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						3	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						4	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
1	5	BEND	45.000	30.000	-470.000	1	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						2	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						3	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						4	0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
1	6	STRAIT	45.000	200.000	-470.000	1	-0.108	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						2	-0.108	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						3	-0.108	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						4	-0.108	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
1	6	BEND	45.000	230.000	-440.000	1	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						2	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						3	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						4	-0.000	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
1	7	STRAIT	45.000	310.000	-720.000	1	-0.102	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						2	-0.102	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						3	-0.102	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000
						4	-0.102	-0.000	-0.000	-0.000	0.000	0.000

CENTRAL COMPUTER

DEFLECTIONS OF PIPE POINTS

SECTION	POINT	B OR S	X-COORD IN	Y-COORD IN	Z-COORD IN	CASE	X-DISP IN	Y-DISP IN	Z-DISP IN	X-ROT DEG	Y-ROT DEG	Z-ROT DEG
2	8	STRAIT	45.000	770.000	-260.000	1	-0.785	-2.550	-1.753	-3.001	-0.055	0.144
						2	-0.430	-2.070	-1.772	-3.071	-0.055	0.155
						3	-0.506	-2.709	-1.503	-3.014	-0.055	0.163
						4	-0.594	-2.017	-1.733	-3.017	-0.053	0.167
2	8	BEND	45.000	760.000	-230.000	1	-0.455	-2.771	-1.423	3.011	-0.063	0.150
						2	-0.585	-2.478	-1.570	3.028	-0.063	0.163
						3	-0.637	-2.547	-1.554	-3.027	-0.063	0.181
						4	-0.705	-2.791	-1.515	-3.003	-0.059	0.181
2	9	STRAIT	45.000	710.000	-220.000	1	-1.397	0.486	-1.453	-3.006	-0.077	0.181
						2	-2.017	0.507	-1.532	-3.315	-0.077	0.181
						3	-2.175	0.748	-1.647	-3.027	-0.076	0.145
						4	-2.140	0.276	-1.505	-3.017	-0.076	0.150
2	9	BEND	75.000	740.000	-230.000	1	-1.730	0.774	-1.523	-3.323	-0.075	0.173
						2	-1.411	0.845	-1.523	-3.328	-0.076	0.183
						3	-2.020	1.074	-1.612	-3.075	-0.074	0.179
						4	-2.002	1.187	-1.543	-3.077	-0.064	0.162
2	10	STRAIT	375.000	740.000	-220.000	1	-0.161	1.490	-1.123	-3.067	-0.066	0.147
						2	-0.165	1.067	-1.170	-3.371	-0.067	0.144
						3	-0.160	1.276	-1.325	-3.075	-0.067	0.141
						4	-0.174	1.379	-1.201	-3.057	-0.058	0.123
2	10	BEND	765.000	740.000	-200.000	1	-0.073	1.526	-1.322	-3.370	-0.051	0.118
						2	0.001	1.773	-0.447	-3.076	-0.053	0.120
						3	0.041	1.917	-1.133	-3.377	-0.055	0.112
						4	0.017	1.977	-1.014	-3.057	-0.047	0.097
2	11	STRAIT	765.000	740.000	-100.000	1	-0.047	1.720	-0.672	-3.064	-0.030	0.077
						2	-0.118	1.006	-0.877	-3.071	-0.040	0.076
						3	-0.248	2.019	-0.311	-3.074	-0.041	0.072
						4	-0.059	2.777	-0.155	-3.055	-0.017	0.062
2	11	BEND	765.000	710.000	-70.000	1	-0.068	1.504	-0.067	-3.041	-0.013	0.047
						2	-0.067	1.733	-0.067	-3.042	-0.014	0.047
						3	-0.065	1.878	-0.355	-3.343	-0.015	0.043
						4	-0.050	1.874	-0.365	-3.032	-0.021	0.036
2	12	STRAIT	365.000	540.000	-70.000	1	-0.000	0.500	0.000	3.000	-0.700	0.000
						2	-0.000	0.500	0.000	3.000	-0.700	0.000
						3	-0.000	0.500	0.000	3.000	-0.700	0.000
						4	-0.000	0.500	0.000	3.000	-0.700	0.000



DEPLECTIONS OF PIP - POINTS

SECTION	PRIME	TYPE	X-COORD IN	Y-COORD IN	Z-COORD IN	CASE	X-DISP IN	Y-DISP IN	Z-DISP IN	X-ROT DEG	Y-ROT DEG	Z-ROT DEG
1	4	STRAIT	85.000	770.000	-200.000	1	-0.745	-0.540	-0.753	-0.001	-0.000	0.188
						2	-0.747	-0.540	-0.751	-0.001	-0.000	0.187
						3	-0.746	-0.540	-0.750	0.001	-0.000	0.189
						4	-0.744	-0.540	-0.749	-0.001	-0.000	0.187
2	4	STRAIT	85.000	760.000	-210.000	1	-0.744	-0.540	-0.751	0.001	-0.000	0.188
						2	-0.745	-0.540	-0.750	-0.001	-0.000	0.187
						3	-0.747	-0.540	-0.752	-0.001	-0.000	0.188
						4	-0.745	-0.540	-0.750	-0.001	-0.000	0.187
3	9	STRAIT	85.000	710.000	-220.000	1	-1.177	0.440	-0.451	-0.006	-0.077	0.185
						2	-1.178	0.440	-0.451	-0.006	-0.077	0.185
						3	-1.175	0.440	-0.448	-0.007	-0.076	0.185
						4	-1.176	0.440	-0.449	-0.007	-0.076	0.185
4	3	STRAIT	75.000	740.000	-210.000	1	-1.176	0.440	-0.450	-0.007	-0.076	0.185
						2	-1.177	0.440	-0.450	-0.007	-0.076	0.185
						3	-1.175	0.440	-0.448	-0.007	-0.076	0.185
						4	-1.176	0.440	-0.449	-0.007	-0.076	0.185
5	10	STRAIT	770.000	740.000	-220.000	1	-0.161	1.400	-0.164	-0.007	-0.066	0.187
						2	-0.163	1.400	-0.165	-0.007	-0.067	0.188
						3	-0.160	1.400	-0.162	-0.007	-0.067	0.187
						4	-0.162	1.400	-0.164	-0.007	-0.066	0.187
6	11	STRAIT	750.000	740.000	-200.000	1	-0.161	1.400	-0.164	-0.007	-0.066	0.188
						2	-0.163	1.400	-0.165	-0.007	-0.067	0.188
						3	-0.160	1.400	-0.162	-0.007	-0.067	0.187
						4	-0.162	1.400	-0.164	-0.007	-0.066	0.187
7	11	STRAIT	765.000	760.000	-100.000	1	-0.093	1.770	-0.275	-0.009	-0.030	0.077
						2	-0.094	1.770	-0.276	-0.009	-0.030	0.078
						3	-0.092	1.770	-0.274	-0.009	-0.031	0.077
						4	-0.093	1.770	-0.275	-0.009	-0.030	0.077
8	11	STRAIT	765.000	710.000	-70.000	1	-0.059	1.874	-0.051	-0.031	-0.073	0.087
						2	-0.060	1.874	-0.052	-0.031	-0.074	0.087
						3	-0.057	1.874	-0.049	-0.031	-0.072	0.083
						4	-0.059	1.874	-0.050	-0.032	-0.073	0.086
9	12	STRAIT	365.000	567.000	-70.000	1	-0.000	0.500	0.000	0.000	0.000	0.000
						2	-0.000	0.500	0.000	0.000	0.000	0.000
						3	-0.000	0.500	0.000	0.000	0.000	0.000
						4	-0.000	0.500	0.000	0.000	0.000	0.000



LOADS EXERTED BY THE PIPE SYSTEM UPON THE CONSTRAINTS

SECTION	POINT	X-COORD IN	Y-COORD IN	Z-COORD IN	CASE	X-FORCE LB	Y-FORCE LB	Z-FORCE LB	X-MOMENT LB-IN	Y-MOMENT LB-IN	Z-MOMENT LB-IN
1	INITIAL ANCHOR	0.0	0.0	0.0	1	-0	-774	11	-52156	0.0	-4867
					2	-10	-279	5	-31787	1251	-3957
					3	-17	-775	7	-54357	2010	-3927
					4	-15	-276	7	-54407	2710	-3775
2	ANCHOR	765.000	540.000	-73.000	1	0	-98	-11	-75511	-4162	7089
					2	17	-26	-1	-7233	-7300	6175
					3	17	-87	7	-51071	-7040	4644
					4	15	-76	-1	-51127	-4100	5197
SUM OF EXTERNAL FORCES					1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
					2	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
					3	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
					4	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

V RECOMENDACIONES PARA CASOS ESPECIALES.

Como hemos establecido, bajo un análisis de cualquier tipo podemos determinar si el diseño de un sistema de tuberías es adecuado desde el punto de vista de esfuerzos y flexibilidad. Como conclusión, podemos decir que bajo ciertas circunstancias es posible el lograr una reducción en los esfuerzos térmicos para líneas que no sean lo suficientemente flexibles.

Estas observaciones son:

- Aumentando la flexibilidad natural de la tubería.
- Empleando juntas de expansión o accesorios flexibles.
- Aplicación del "resorte en frío".

Aumentar la flexibilidad natural de la tubería. Es éste sin duda el camino más apropiado de absorber la expansión térmica ya sea en costo, utilidad y diseño. Cuando sucede que un diseño específico no es lo suficientemente flexible, entonces el primer paso a seguir es el de buscar aumentar o disminuir la longitud de una o más piernas de tubería, o de rediseñar la ruta, o bien en algunos casos cambiar el radio de curvatura de los codos.

Como sabemos, no existen dos diseños de tuberías idénticos, por

esta razón es imposible el dar recetas para aumentar la flexibilidad de una estructura de tubería, y es un error muy grande el suponer la existencia de métodos particulares para lograr la flexibilidad deseada. La fig. 5.1. nos da algunos ejemplos de un rediseño de las líneas para aumentar su flexibilidad. De los ejemplos dados el (c) y (d) tienen la desventaja de que al incrementar el número de codos tendremos, por lo tanto, un correspondiente aumento en la caída de presión en la línea. Esto no ocurre en las fig. (a), (b), (e) y (f). Este factor a pesar de no ser en la mayor parte de los casos importante, no debe ser descuidado.

Si se presenta un sobreesfuerzo en un arreglo en "L" y es ligeramente superior al permisible, pudiera ser que se redujera el sobreesforzamiento usando un doblez de radio de curvatura mayor (algunas veces menor).

En términos generales se puede decir que aumentando el radio de curvatura de los dobleces nos da un aumento en la flexibilidad, y una disminución de las fuerzas de expansión. Si existe o no un decremento en los esfuerzos aumentando el radio de curvatura es cuestión de los demás parámetros de la línea, como son geometría diámetro, espesor, material, etc. Los codos seccionados son

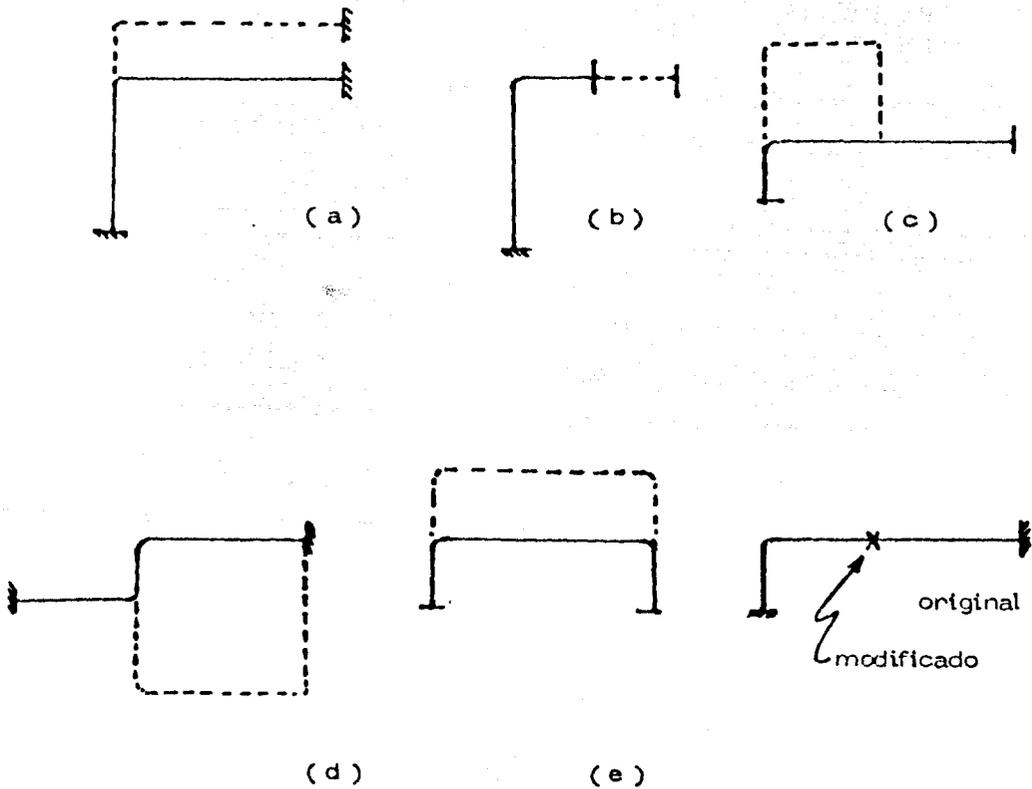


FIG. 5.1.

menos flexibles que los codos y los dobleces de las mismas proporciones. De esto podríamos concluir que el reemplazar a los codos seccionados por dobleces y codos, sería beneficioso para lograr una mayor flexibilidad.

Antes de tomar una decisión de lo mencionado arriba, es importante revisar la línea para re-localizar los soportes y restricciones existentes.

Juntas de Expansión. Actualmente existe una gran variedad de juntas de expansión, diseñadas para casi cualquier rango de temperatura, presión y movimientos. Básicamente las podemos dividir en (3) tipos principales:

- a) tipo telescópicas, usadas únicamente para movimientos axiales.
- b) tipo de corrugaciones, empleadas para movimientos axiales, laterales, y angulares.
- c) tipo de bola, empleadas únicamente para rotaciones.

a) TIPO TELESCOPICAS. Por la necesidad de asegurar un movimiento únicamente axial a través de todo el viaje del pistón dentro de su camisa, este tipo de junta de expansión está limitada a -

aquellas aplicaciones en donde únicamente es esperado un movimiento axial, ya que cualquier desplazamiento ya sea angular o lateral fastidiaría la camisa de la junta, con una inevitable caída de presión y fuga del fluido manejado, que en ciertos casos puede ser peligroso. Por esta razón es esencial que la tubería sea alineada cuidadosamente a una distancia adecuada, de tal forma que cualquier tendencia hacia la distorsión angular o deflexión lateral sea reprimida.

Las reacciones terminales experimentadas en las líneas con juntas de expansión del tipo telescópicas se encuentran en forma de cargas axiales debido a la resistencia de fricción ofrecida por las partes internas de la junta, que en ciertos casos pueden alcanzar valores muy grandes. La carga está en función del tipo de empaque usado, que a su vez, está en función de las condiciones de presión y temperatura del fluido conducido.

Se deberá recomendar al fabricante, la carga máxima admisible sobre los extremos.

b) TIPO DE CORRUGACIONES. Este tipo tiene un rango más amplio de aplicación que el tipo telescópica, últimamente goza de una gran popularidad y se fabrica en una gran gama de tipos para satisfacer una gran variedad de aplicaciones.

Existen en el mercado juntas de expansión capaces de admitir presiones hasta 1500 lb/in^2 , o aún mayores, y temperaturas hasta de $1200 \text{ }^\circ\text{F}$, capaces de absorber hasta 40 pulgadas de desplazamiento de hecho, cuando se usan en combinaciones de dos o tres, parecería no tener límite para la cantidad o tipo de movimiento esperado. No debe pensarse, que todas las juntas de este tipo pueden sujetarse a tales condiciones. Deberán reconocerse sus limitaciones y los problemas asociados con su instalación.

Existen básicamente tres tipos principales de fabricación y que son:

- a) de hule reforzado.
- b) de diafragma o disco.
- c) de corrugaciones.

a) Hule reforzado. Comúnmente usada para servicios en vacío y -baja presión, hasta 20 lb/in^2 y con temperaturas en algunos casos hasta de $400 \text{ }^\circ\text{F}$, no puede ser usada para servicios de aceite o para fluidos que puedan atacar el hule, en este caso se deberá solicitar a los fabricantes una tabla de resistencia química de los elastómeros en mercado, antes de hacer la especificación.

Ventajas: Una ventaja de este tipo de junta sobre la mayor parte de las juntas metálicas, es su resistencia a operaciones cíclicas y de vibración, es por esto que se recomiendan como elemento a -

mortiguador en líneas sujetas a choques mecánicos. Por otro lado, es capaz de absorber pequeñas cantidades de movimiento lateral, aunque es preferible su uso cuando se esperen movimientos axiales y angulares.

b) Junta de diafragma o disco. Su nombre viene debido al tipo de construcción del elemento activo de la junta. Fabricada en cobre, acero al níquel, acero inoxidable, el elemento activo está compuesto de una serie de discos concéntricamente corrugados de placa de espesor delgado soldados en "V" en las hojas interiores y exteriores. Este tipo no es comúnmente usado para servicios de vacío o baja presión y se recomienda para líneas de vapor sobrecalentado con presiones no mayores a 25 psig.

Este tipo de junta es un poco débil debido al tipo de fabricación y no es muy recomendable cuando se esperen movimientos laterales y/o angulares considerables. Para reducir el efecto de la erosión en la parte interna de las soldaduras de las hojas metálicas, se recomienda el uso de camisas internas. Estas últimas se emplean para reducir la carga de presión a través de la junta.

c) Corrugaciones. En sus diferentes formas, comprende el grupo más importante de juntas de expansión. Existe una gran variedad

de espesores y materiales que pueden usarse con o sin camisas internas, anillos igualadores, varillas de límite, de acción simple o doble, auto soportables o con placas base y para absorber movimientos en uno o varios planos.

Sería imposible el describir aquí en detalle toda la variedad de juntas de expansión de corrugaciones disponible; la mayor parte de la información de éstas puede ser obtenida de los fabricantes de las -
juntas, que por cierto tienen una gran variedad de elementos, por diferentes condiciones de presión, temperatura, fluido y movimiento.

c) JUNTAS DE EXPANSION DE BOLA. Este tipo de junta ha sido ampliamente usada, debido a su capacidad de rotación (360°) y que puede ser usada en sistemas de tuberías en donde se requiera absorber rotaciones considerables.

Este tipo de juntas tienen una capacidad angular de 15° a 40° en función del tipo. Pueden operar en un rango muy amplio de presión y temperatura. Su uso más frecuente se encuentra en cabezales de -
tubería muy largos con vapor, agua caliente u otros fluidos a temperaturas elevadas. Estas juntas evitan el uso de anclajes robustos de

bido a que fácilmente se pueden obtener su deformación angular.
Ver. fig. 5.2.

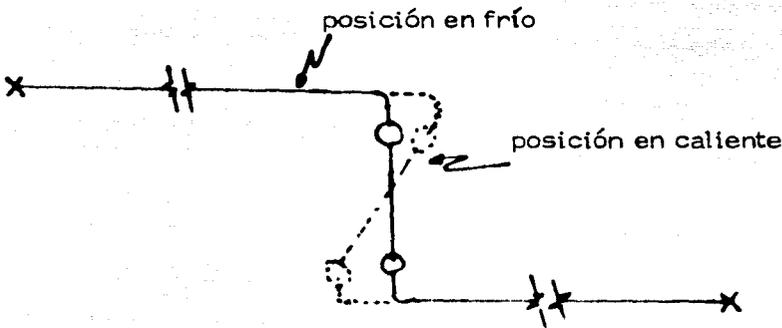


FIG. 5.2.

Por trabajar prácticamente como una articulación este tipo de juntas también se emplea cuando es muy importante evitar el desalineamiento de la tubería con algún equipo delicado como pueden ser: turbinas, compresores, bombas etc. Otro tipo de aplicación es para absorber posibles asentamientos en tanques de almacenamiento y proteger de esta manera las boquillas. fig. 5.3.

Existen también otros tipos de juntas que son menos importantes y en aplicaciones más particulares. De todas formas es recomendable

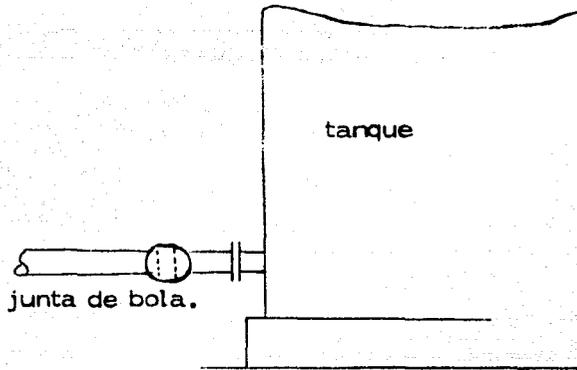


FIG. 5.3.

dable el consultar a los fabricantes de juntas acerca de la aplicación para cada caso particular y hacer una evaluación económica con el fin de obtener la solución técnica y económica más adecuada.

Aplicación del resorte en frío. Otro de los tipos de alivio de esfuerzos es el conocido como "Resorte en Frío" (Cold spring). Los efectos con una aplicación adecuada del resorte en frío a una configuración, con objeto de que se distribuyan adecuadamente los esfuerzos térmicos, ha sido ampliamente reconocida y aunque no es una práctica muy generalizada, vale la pena el hacer una reflexión acerca de la conveniencia de su uso.

En realidad el resorte en frío no es otra cosa que un preesforza -

miento mecánico que tiene el objeto de reducir el nivel de esfuerzos generados por la expansión térmica durante las condiciones de operación normal. Se tiene como regla práctica de aplicación que el esfuerzo obtenido por la aplicación del resorte en frío no deberá exceder del 40% del esfuerzo mínimo a la tensión del material del tubo.

Debido al hecho de que físicamente es imposible el medir exactamente el resorte en frío, los códigos correspondientes, nos marcan la restricción de aplicación del resorte en frío a 2/3 del valor óptimo calculado.

De acuerdo con el código ANSI B31, de Tubercías a Presión, las reacciones en frío y caliente debido a la aplicación del resorte en frío vienen dadas por las siguientes relaciones:

$$R_c = C R \quad (5.1)$$

$$R_n = \left(1 - \frac{2}{3} C \right) \left(\frac{E_c}{E_n} \right) R \quad (5.2)$$

en donde:

R_c = reacción en frío, lb.

C = porciento de resorte en frío aplicado

R = reacción de aplicación del resorte en frío, lb.

R_n = reacción en caliente.

E_c = módulo de elasticidad en frío (a la temperatura de instalación) psig.

E_n = módulo de elasticidad en caliente (a la temperatura de diseño). psig.

Si consideramos que las reacciones en frío y caliente sean iguales con el objeto de equilibrar el sistema, en sus condiciones frío y caliente, por lo que a esfuerzos se refiere, tendremos que :

$$R_c = R_n \quad (5.3)$$

$$CR = \left(1 - \frac{2}{3} C\right) \left(\frac{E_n}{E_c}\right) R \quad (5.4)$$

y despejando C :

$$C = \frac{E_n}{E_c + 2/3 (E_n)} \quad (5.5)$$

que nos da el porcentaje de resorte en frío óptimo.

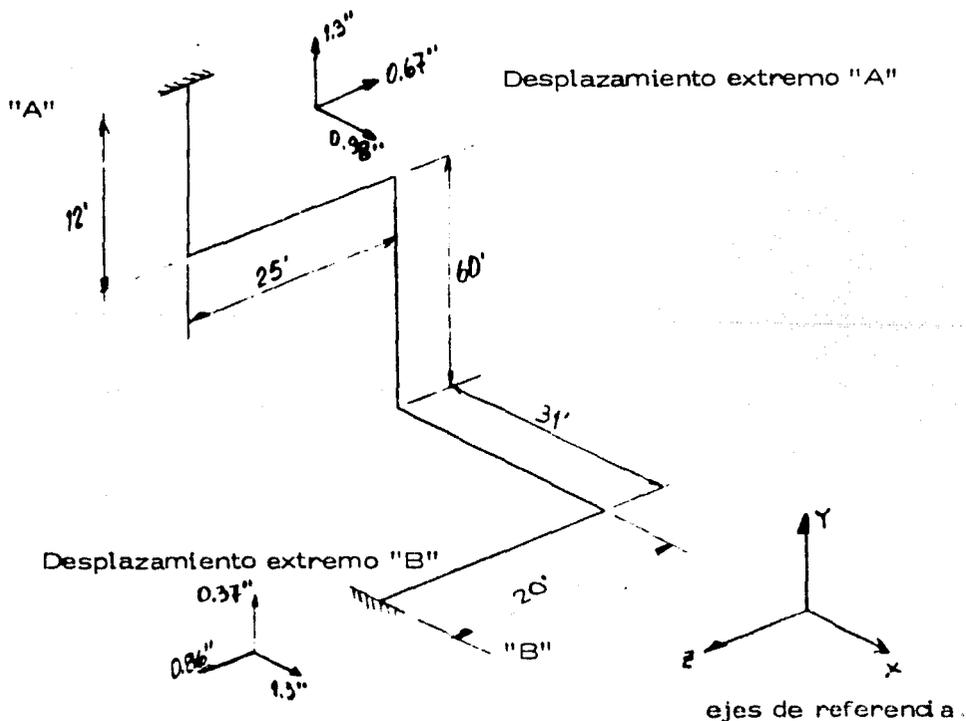
EJEMPLO DESCRIPTIVO.

Supongamos una tubería como la mostrada en la fig. 5.4., con las

siguientes características :

- $E_c = 29.9 \times 10^6$ psi.
- $E_h = 24.5 \times 10^6$ psi.
- $\alpha = 6.0$ in/100ft.

y con los movimientos aplicados en los extremos tal como se muestra, que pueden ser originados por la expansión térmica de los equipos a los cuales está conectado el sistema, entonces tendremos:



DIRECCION	X	Y	Z
Longitud, ft.	31'	72'	5'
α , in/100'	6.0	6.0	6.0
e_x , in.	1.86	4.32	0.3
Movimiento boquillas, in.	$1.3 - 0.98 = 0.32$	$1.3 - 0.37 = 0.93$	$0.86 + 0.67 = 1.53$
Expansión total, in.	$1.86 - 0.32 = 1.54$	$4.32 - 0.93 = 3.39$	$1.53 + 0.3 = 1.83$

$$e_{Tx} = 1.54 C$$

$$e_{Ty} = 3.39 C$$

$$e_{Tz} = 1.83 C$$

aplicando el porcentaje de resorte en frío óptimo:

$$C = \frac{E_h}{E_c + 2/3(E_h)} = \frac{24.5 \times 10^6}{29.9 \times 10^6 + 2/3(24.5 \times 10^6)}$$

$$C = 0.53 \%$$

de donde nos quedará como ya se indicó que según práctica recomendada:

$$C_f = 2/3 C_{opt.}$$

DIRECCION	X	Y	Z
Longitud, ft.	31'	72'	5'
α , in/100'	6.0	6.0	6.0
e_x , in.	1.86	4.32	0.3
Movimiento boquillas, in.	$1.3 - 0.98 = 0.32$	$1.3 - 0.37 = 0.93$	$0.86 + 0.67 = 1.53$
Expansión total, in.	$1.86 - 0.32 = 1.54$	$4.32 - 0.93 = 3.39$	$1.53 + 0.3 = 1.83$

$$e_{Tx} = 1.54 C$$

$$e_{Ty} = 3.39 C$$

$$e_{Tz} = 1.83 C$$

aplicando el porcentaje de resorte en frío óptimo:

$$C = \frac{E_h}{E_c + 2/3(E_h)} = \frac{24.5 \times 10^6}{29.9 \times 10^6 + 2/3(24.5 \times 10^6)}$$

$$C = 0.53 \%$$

de donde nos quedará como ya se indicó que según práctica recomendada:

$$C_f = 2/3 C_{opt.}$$

en donde:

C_f = porcentaje por aplicar.

$C_{opt.}$ = porcentaje óptimo.

y nos quedará que:

$$C_f = 2/3 \times 0.53$$

$$C_f = 0.35$$

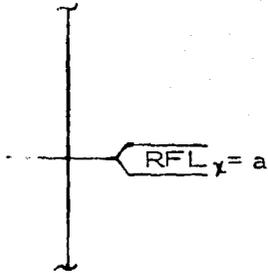
por lo tanto:

$$e_{Tx} = 1.54 \times 0.35 = 0.54''$$

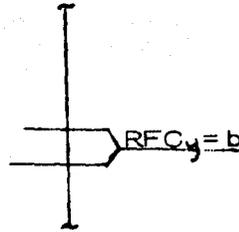
$$e_{Ty} = 3.39 \times 0.35 = 1.18''$$

$$e_{Tz} = 1.83 \times 0.35 = 0.64''$$

Hasta aquí Únicamente hemos obtenido las cantidades de resorte - en frío y es necesario diferenciar los dos tipos de resorte en frío que existen y que son: resorte en frío corto y resorte en frío lango (RFC, RFL, respectivamente), que nos indican el tipo de pre-esfuerzo por aplicar, es decir, si es necesario aumentar o disminuir del sistema de tuberías en las direcciones indicadas las cantidades calculadas. Con objeto de hacer llegar al sitio estas - instrucciones, se ha adoptado la siguiente nomenclatura:



Resorte en frío largo,
en el eje "X"



Resorte en frío corto,
en el eje "Y"

que nos indica, primero el tipo (largo o corto), después el eje de referencia (X, Y, Z) y después la cantidad de tubo por recortar o añadir a las dimensiones geométricas originales . Aquí no se de be perder de vista lo práctico de la aplicación de la operación, - por lo que se recomienda siempre el localizar los resortes en - frío en los elementos más pequeños en longitud.

En nuestro caso tenemos que:

$$RFC_x = e_{Tx} = 0.54 \text{ ''}$$

$$RFC_y = e_{Ty} = 1.18 \text{ ''}$$

$$RFC_z = e_{Tz} = 0.64 \text{ ''}$$

que quedarán aplicados de la siguiente forma (fig. 5.5)

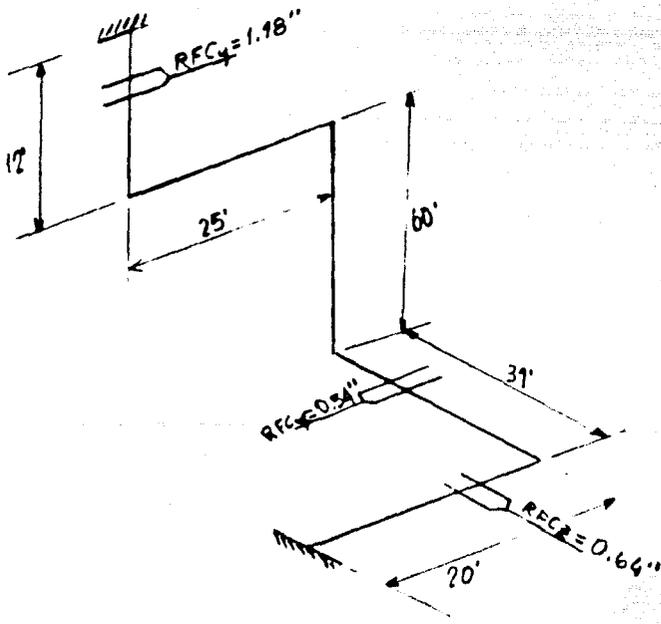


FIG. 5.5.

SOPORTES DE TUBERIA.

La importancia de seleccionar el soporte adecuado para un sistema de Tuberías no debe ser subestimada. Si nuestra concepción de una línea libre en el espacio es del todo realista, para propósitos de cálculo de esfuerzos, la línea debe ser soportada de tal manera, que el peso y sus consiguientes deflexiones sean tan pequeñas que no afecten. Para lograr este objetivo será siempre necesario estudiar la posición física del sistema y sus alrededores objetivamente, con el fin de localizar y diseñar él o los soportes adecuados, y adoptar medidas para asegurar que la intención no es únicamente entendida sino llevada a cabo a conciencia por los instaladores y operadores de campo.

Es recomendable, que se adopte una simbología standard, con objeto de indicar la localización y tipo de soporte sobre el arreglo de tuberías por medio de una marca o símbolo llevando una referencia (nomenclatura) indicativa del tipo y tamaño exacto del soporte.

El primer paso antes de detallar un soporte permanente, es determinar los puntos en donde cada soporte deba ser localizado. Así pues, habrá en algunas ocasiones extensiones de estructuras, capa

ces de soportar las tuberías o elementos estructurales especiales. En caso que no sea posible, la distancia entre soportes deberá ser tal que no permita esfuerzos por deflexiones indebidas y que no cause pandeos indeseables o bolsas en las líneas sobre todo en líneas - de fluidos gaseosos.

El diseño de cada soporte individual de tuberías debe ser delineado de acuerdo a las particularidades de cada caso. La mayoría de los diseñadores hacen uso de rangos de estandarización tales como, varillas de colgantes, tuberías para soportes de pie, abrazadera en "U", etc., tratando así de evitar al máximo estructuras o soportes especiales. En tuberías donde existan movimientos térmicos se deberá tener siempre cuidado en ellos, sobre todo si el movimiento - es horizontal en una o dos direcciones y cuando la tubería es colgante podemos usar pernos en los dispositivos de fijación y abrazadera para permitir dichos movimientos por medio de translaciones libres. Si son verticales dichos movimientos, también deben ser permitidos con dispositivos que tomen la carga y permitan el desplazamiento de la tubería, tales como soportes de resorte ó accesorios equivalentes.

Cuando existen líneas a nivel del suelo, es recomendable que tengan un claro entre el suelo y el tubo de 8" como mínimo. Como soporte se puede fabricar un deslizante típico de concreto con una cubierta de un pedazo de tubo cortado axialmente a la mitad, o bien dejar ahogada una placa de acero en el concreto de la cama de tuberías, para poder soldarlo a la tubería en caso de necesitarlo, tal como se muestra en la fig. 5.6.

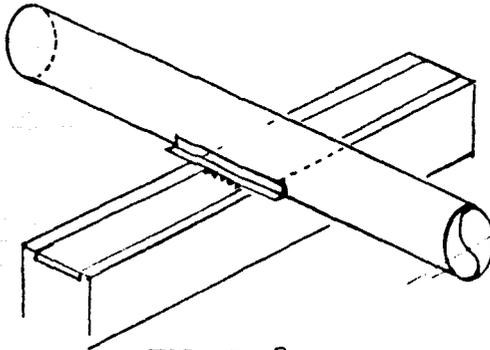


FIG. 5. 6.

En el caso mencionado anteriormente, cuando las líneas tengan temperaturas altas se deberá buscar "dirigir" o evitar las expansiones según convenga, por medio de los soportes adecuados, tomando también en consideración el incremento de la temperatura en las tuberías, debido a la radiación solar y eventuales deslizamientos indeseados por sismo o viento.

A continuación presentaremos la terminología más usada en el diseño de soportes para tuberías de plantas industriales.

Soportes estáticos:

Restricción: Cualquier dispositivo que previene, resiste o limita la expansión térmica de la tubería. Ejem.: guías, soportes de pie colgantes con columpio. Un soporte usado como restricción normalmente no es para cargar.

Soporte: Un dispositivo usado específicamente para sostener una porción de peso del sistema, más cualquier carga vertical sobre puesta.

Riostras. Dispositivos destinados a resistir desplazamientos de la tubería debido a la acción de algunas fuerzas que no son debidas a expansiones térmicas o a gravedad. Debido a esta definición los dispositivos usados como elementos de amortiguamiento se clasifican como una clase de riostras.

Anclaje: Una restricción rígida que provee a la tubería de una fijación total. (ver nota ref. al código ANSI B 31.1.). Se emplea para propósitos de restricción, pero igualmente sirven bien como soporte, riostra, soporte de pie, etc.

Restricciones a lo largo de ejes.

Tope: Un dispositivo que permite la rotación pero que evita los movimientos de traslación al menos en la dirección a lo largo de un eje dado. Si la traslación se previene en ambas direcciones a lo largo del mismo eje, se prefiere usar el término "Tope de doble acción".

Tope sobre dos ejes. Un dispositivo el cual previene movimientos de traslación en una dirección, a lo largo de cada uno de dos ejes. Un tope o restricción doble que actúa en dos ejes, previene movimientos de traslación en todo el plano de los ejes deseados, en los cuales sí se previenen movimientos normales a ellos.

Tope límite: Un dispositivo el cual restringe movimientos de traslación hasta una cantidad limitada en una dirección a lo largo de cualquier eje. Paralelamente puede haber topes de diversos tipos o sea: dobles actuantes, tope límite en dos ejes, etc.

Guías: Un dispositivo que previene la traslación y rotación alrededor de uno o dos ejes debidos a momentos flexionantes o torsionales.

Colgante: Un soporte del cual se suspende la tubería desde alguna estructura, muro, etc., y los cuales trabajan a tensión.

Soporte deslizante o de descanso: Un dispositivo que provee de soporte a la tubería por debajo de ella y que no ofrece ninguna otra resistencia más que la fricción debida al movimiento horizontal.

Soporte rígido: Un soporte provisto de rigidez cuando menos en una dirección.

Soportes dinámicos:

Soporte de resorte variable. Un soporte provisto de uno o más miembros con gran elasticidad.

Soporte de resorte constante: Un soporte el cual es capaz de aplicar una fuerza relativamente constante a cualquier desplazamiento dentro de un rango útil de trabajo.

Dispositivos de amortiguamiento: Un amortiguador y otro dispositivo friccional los cuales disminuyen las vibraciones o pandeos de un sistema, ofreciendo alta resistencia contra desplazamientos rápidos causados por cargas dinámicas, mientras que permiten esencialmente movimientos gradualmente aplicados.

FACTORES QUE INFLUYEN EN LA SELECCION DE LOS SOPORTES DE TUBERIAS.

- 1.- Cambios resultantes por expansión térmica que causan movimientos en la tubería debido al incremento de longitudes y además los movimientos de las conexiones con los equipos.
- 2.- Peso por soportar que depende de la tubería usada, fluido manejado tipo de aislamiento utilizado y tipo de accesorios soportados.

FORMULAS USUALES QUE SE EMPLEAN PARA LA SELECCION DE SOPORTES.

- A.- Esfuerzo flexionante en un tubo vacío causado por carga entre soportes, en la suposición de una viga simplemente apoyada.

$$S = \frac{w L^2}{8 S_m} \quad (5.6)$$

donde:

S_m = máximo esfuerzo flexionante admisible, psi

w = peso lineal. lb/in.

L = distancia entre soportes, in.

S = esfuerzo flexionante existente, psi.

Ejemplo ilustrativo:

$$\phi = 8''$$

$$w = 2.38 \text{ lb/in}$$

$$S_m = 16.8 \text{ psi}$$

$$L = \text{claro} = 30' = 360''$$

$$E = 27.9 \times 10^6 \text{ psi (70°F, temp. ambiente)}$$

$$S = \frac{2.38 \times (360)^2}{8 \times 16.8} = 2295 \text{ lb/in}^2$$

B.- Deflexión de un tubo vacío, peso estandar, causado por carga entre soportes basado en un claro sencillo con apoyos libres.

$$\Delta = \frac{5 w L^4}{384 E I} \quad (5.7)$$

donde:

Δ = máxima flecha, in.

w = peso en lb/in lineal

L = distancia entre soportes, en pulgadas.

E = módulo de elasticidad, psi

I = momento de inercia, in⁴.

Ejemplo ilustrativo:

Hallar el esfuerzo flexionante y la deflexión máxima de un tubo de 8" ϕ

ced. 40 ac. al carbón con 30' de claro entre soportes, libremente apoyado.

Datos:

$$w = 2.38 \text{ lb/in}$$

$$S_m = 16.8 \text{ psi}$$

Solución:

$$\Delta = \frac{5 w L^4}{384 \phi E I}$$

$$S = \frac{w L^2}{8 S_m}$$

$$w = 2.8 \text{ lb/pulg.}$$

$$L = 30' = 360''$$

$$E = 27.9 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2$$

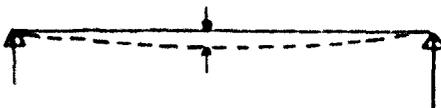
$$I = 72,5 \text{ pulg}^4$$

$$S_m = 16.8 (\text{pulg.}^3) \text{ psi.}$$

$$\Delta = \frac{5 \times 2.38 \times 16794 \times 10^6}{776736 \times 10^6} =$$

$$\Delta = 0.2573 \text{ pulg.}$$

$$S = 308448 / 134.4 = 2295 \text{ lb/pulg}^2$$



CONSIDERACIONES FUNDAMENTALES.

A continuación se presenta un compendio de las consideraciones recomendadas por el código ANSI B.31. para tuberías a Presión, en lo que se refiere a soportes.

I Cargas en elementos de soporte de tuberías.

a) La amplitud de los términos "elementos de soporte" o "soportes" como se emplean aquí, deberán comprender la gama completa de los diversos métodos para tomar el peso de la tubería, aislamiento y el fluido conducido.

Por consiguiente incluye "colgantes", los cuales están considerados generalmente como aquellos elementos que toman el peso desde arriba, con los miembros de soporte estando principalmente en tensión. Del mismo modo incluye "soportes", los cuales son definidos como aquellos que toman el peso desde abajo, con sus miembros de soporte estando principalmente en compresión. En muchos casos un elemento de soporte podrá ser la combinación de ambos.

b) Además de los efectos del peso de los componentes de tuberías, se deberá considerar en el diseño de soportes de tuberías,

nías los otros efectos de carga introducidos por el servicio presión, viento, sismos, etc., colgantes y elementos de soporte deberán ser fabricados y ensamblados para permitir el movimiento libre de la tubería, causado por la expansión y contracción térmica.

El diseño de elementos para soportar o restringir sistemas de tuberías, o componentes de ellas, deberán basarse en las cargas actuales concurrentes que se transmitan a los elementos de soporte.

- c) Donde resonancia con vibración y/o impactos ocurren durante la operación deberán agregarse convenientes restricciones, anclajes, amortiguadores, etc., para evitar estos efectos.

II Soportes, anclajes, guías.

- a) Soportes tipo rígido.- La resistencia requerida de todos los elementos de soporte deberán estar basados en las cargas como se especificó en el párrafo anterior, incluyendo el peso del fluido transportado o el fluido usado para prueba, cualquiera de ellos que sea más pesado.

b) Excepciones pueden ser hechas en el caso de elementos de soporte para tuberías de grandes diámetros para gas o aire descarga de vapor, tuberías de desfogue de válvulas de alivio de seguridad, pero únicamente donde la posibilidad de que la línea llegue a estar llena de agua u otro líquido, se considere remota.

III Soportes variable y constante.

Los cálculos para soportes variables y constantes, pudiendo ser resortes o contrapesos, deberán estar basados en las condiciones de operación de la tubería. No se tiene que incluir el peso del fluido de prueba hidrostática. Sin embargo, el soporte debe ser capaz de tomar la carga total bajo condiciones de prueba, a menos que se provea de soportes adicionales durante el período de prueba.

IV Anclajes y Guías.

Donde se den anclajes o guías para restringir, dirigir, o absorber movimientos de tubería, su diseño deberá tomar en cuenta las fuerzas y momentos en esos elementos, causados por presión interna y expansión térmica.

V Espaciamiento de Soportes.

Soportes para tubería con eje longitudinal en posición aproximadamente horizontal deberán ser espaciados para prevenir : una flecha excesiva, esfuerzos cortantes y flexionantes en la tubería, con consideraciones especiales donde componentes, tales como bridas y válvulas impongan cargas concentradas. - El espaciamiento máximo sugerido para tubería estandar y más pesada se da en la tabla V.1 .

ESPACIAMIENTO SUGERIDO PARA SOPORTES DE TUBERIA.

Diámetro nominal de tubería. (pulg.)	Claro máximo sugerido en pies.	
	agua	Vapor, gas o aire.
1	7	9
2	10	13
3	12	15
4	14	17
6	17	21
8	19	24
12	23	30
16	27	35
20	30	39
24	32	42

NOTA. 1 .- Espaciamiento máximo sugerido entre soportes de tubería para tramos rectos horizontales de tubería estandar y

más pesada a temperatura máxima de operación de 750°F.

- 2.- No se aplique donde se hagan cálculos de claros o donde hay cargas concentradas entre soportes, tales como bridas, válvulas , etc, .

- 3.- El espaciamiento está basado en un esfuerzo máximo - combinado de flexión y corte de 1500 Psi y tubería de acero cedula estandar y una flecha de 0.1 pulg. entre soportes permisible .

VI BIBLIOGRAFIA

A continuación se citarán algunos de los artículos y/o trabajos que son más representativos de la inmensa lista que ha sido publicada a la fecha y que por razones de espacio se omitirán, sin embargo, creemos que se pueden haber omitido involuntariamente algunos as pectos históricos relevantes; ya que el objeto de este trabajo no era el de reconocer la validez de todos los antecedentes que sirvie ron para desarrollar este concepto tan especializado, sin embargo, pienso que esta bibliografía puede orientar adecuadamente a quien desee profundizar en alguno de los tópicos tratados en este trabajo.

- American Standards Association, Code for Pressure Piping - - (B31.1-1955) (aumentado por "Interpretaciones" sobre algunos casos a intervalos irregulares). También separa dos documentos industriales, incluyendo Petroleum Refinery Piping (B31.3-1962); Oil Transportation Piping, (B31.4-1959, B31.4A-1961); Refrigeration Piping (B31.5-1962); Gas Transmission and Distribution Piping Systems, (B31.8-1958, B31.8a-1961), publica do por American Standards Association, Inc. .
- ASME Boiler Code Committee, "Unfired Pressure Vessels", - Sección VIII del ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Apéndice P, Basis for Establishing Stress Values for Ferrous Materials, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1962.
- Beskin, L., "Bending on Curved Thin Tubes", J. Appl. Mech., vol. 12, no. 1, pp. 1 - 7, Marzo 1945.

- Bijlaard, P.P., "Stress in Spherical Vessel form Radial Loads Acting on a Pipe, " Welding Res. Council Bull. 49, pp. 1-30, Abril, 1959.
- Bijlaard, P.P., "Stresses in Spherical Vessel form External Moments Acting on a Pipe, " Welding Res. Council Bull. 49, - pp.31-62, Abril 1959.
- Bijlaard, P.P., "Influence of a Reinforcing Pad on the Stresses in a Spherical Vessel Under Local Loading." Welding Res. - - Council Bull. 49, pp. 63-73, Abril 1959.
- Bijlaard, P.P., "Stresses in Spherical Vessels from Local - Loads Transferred by a Pipe", Welding Res. Council Bull. 50 pp. 1 - 9, Mayo 1959.
- Bijlaard, P.P., "Additional Data on Stresses in Cylindrical Shell under Local Loading." Welding Res. Council Bull. 50, pp. 10 - 50, Mayo 1959.
- Bijlaard, P.P., an E. T. Cranch, "interpretive Commentary - on the Application of Theory to Experimental Results for Stresses an Deflection Due to Local Loads on Cylindrical Shells", Welding Res. Council Bull. 60, pp. 1 - 2, Mayo 1960.
- Blaw - Knox Company, " Design of Piping for Flexibility with - Flex-Anal- Charts," Blaw - Knox Company, Power Piping Division, 5th ed., revisa da, Pittsburgh, 1947.
- Brock, J.E., "A Matrix Method for Flexibility Analysis of Piping Systems," J. Appl. Mech., vol 19, no. 4, pp. 501-516, Diciembre 1952.
- Brock, J.E., "Flexibility of Piping Systems Supported by - - Equally Spaced Rigid Hangers," J. Appl. Mech., vol 21, no. 1 pp. 11 - 18, Marzo 1954.
- Brock, J.E., "Some Formulas for Piping Design", J. Am. Soc. Naval Engrs., vol 72, no. 2, pp. 305-397, Mayo 1961.
- Chen, L.H., " Piping Flexibility Analysis by Stiffness Matrix," J. Appl. Mech., vol. 26, no. 4, pp. 608 - 612, Diciembre 1959.

- Den Hartog, J.P., "Advanced Strength of Materials, "Mc. Graw Hill Book Company, New York, 1952.
- Expansion Joint Manufacturers Association, "Standards of the EJMA, " EJMA, 53 Park Place, New York, 1958.
- Gascoyne, J., "Analysis of Pipe Structures for Flexibility", - John Wiley & Sons, Inc. New York, 1959.
- Grinnell Company, Inc., " Piping Design and Engineering, " Grinnell Company, Inc., Providence B.I. 1951.
- Haringx, J.A., "Stability of Bellows Subjected to Internal - Pressure, " Phillips Res. Rept., vol 7, no. 3, pp. 189-196 Junio, 1952.
- Householder, A.S., "Principles of Numerical Analysis," Air Conditioning, vol. 29, no. 9, pp. 98-101, Septiembre, 1957; no. 12, pp. 114-117, Diciembre , 1957; vol. 30, no. 1, pp. 172-175 , Enero, 1958; no. 9, pp. 106-109, Septiembre, 1959.
- Hsiao, K.H., "Calculating Contraction Stresses in Missile - Piping," Heating, Piping, Air Conditioning, vol. 31. no. 10, p. 122, Octubre 1959.
- Hsiao, K.H., "Calculating Pipe Stresses Efficiently - a Further Simplification," Heating, Piping, Air Conditioning, vol. 34. - no. 1, pp. 194-200, Enero, 1962.
- Kellogg, M.W., Company, "Design of Piping Systems," 2d. ed. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1956.
- Kellogg, M.W., Company, "A Matrix Method of Piping Analysis an the Use of Digital Computers, " M.W. Kellogg Company, New York, 1961.
- Lee, C.A., "Calculate Expansion Stress in Pipe Bends for Single Plane Structures, " Heating, Piping, Air Conditioning, vol. 33, no. 7, pp. 109-112, Julio 1961.
- Markl, A.R.C., "Z , L , U , and Expansion U-bends," Piping Engr. paper 4.02, Tube Turns Division of Chemetron Corp., Diciembre, 1950.

- Markl, A.R.C., "Piping flexibility Analysis", Trans. ASME, vol. 77, no. 2 pp. 127-143, Febrero , 1955
- Markl, A.R.C., "Fatigue Tests of Piping Components, " Trans. ASME, vol. 74, no. 3, pp. 287-299, Abril 1952.
- Markl, A.R.C., and H.H. George, "Fatigue Tests on Flanged Assemblies," Trans. ASME, vol. 72, no. 1 pp. 77-87, Enero 1950.
- Merckx, K.R., "Cyclic Operation of Pressure Piping with Gamma Heating." Trans, ASME, vol. 14, no. 2 pp. 159-174, 1957.
- von Mises, R. "Remarks on Mr. Schleicher's Paper on Elastic Dformation of Curved Bars, " Z. Angew, Math, Mech., vol. 4, no. 6, pp. 486-487, Diciembre 1924.
- Pickrell. W.S., J.H. Rogers, and L.S. Woo, "Pipe Stress - Program Specifications, " IBM appl. Sci. Library Routine Doc. 650, Los Angeles, Agosto 1, 1956.
- Rossheim, D.B., and A.R.C. Markl, "The Significance of, and Suggested Limits for The Stress in Pipe Lines Due to the Combined Effects of Pressure and Expansion , " Trans. ASME, vol. 62, no. 5, pp. 443-464, Julio , 1940.
- Soule, J.W., "Tensor Flexibility Analysis of Closed loop Piping Systems," J. Appl. Mech. vol. 25, no. 1, pp.11-16, Marzo 1958.
- Spielvogel, S.W. "Piping Stress Calculations Simplified", published by Lake Success, N.Y. 1951.
- Spijkers, A.A., and B.H. Boonstra, "Piping Flexibility Analysis," Ingenieur, vol. 72, no. 22, pp. 93-97, Junio 1961.
- Stevens, P.G., V.J. Groth, y R.B. Bell, "Vessel Nozzles and Piping Flexibility Analysis", Trans ASME, vol. 84 B (J. Eng. Ind.), no. 2, pp. 225-236 , Mayo 1962.
- Timoshenko, S., y J.N. Goodier, "Theory of Elasticity," 2d. ed., MC. Graw Hill. , Book Company, New York, 1951.

- Tube Turns, "Piping Engineering," monogramas preparados por Tube Turns. Division of Chemetron Corp., Louisville, Ky.
- Tube Turns, "Bellows Expansion Joint Design Manual," Tube Turns Division of Chemetron Corp., Louisville, Ky., 1962.
- Turner, C.E., and J. Ford, "Stress and Deflection Studies of Pipeline Expansion Bellows," Proc. Inst. Mech. Engrs., vol. 171, no. 15, pp. 526-552, 1957.
- Vinieratos, S.D., and D.R. Zeno, "Piping Flexibility and Stresses," Cornell Maritime Press. Cambridge, Md., 1941.
- Wert, E.A., S. Smith, and E.T. Cope, "A Manual for the Design of Piping for Flexibility by Use of Graphs," The Detroit Edison Company, Detroit, 1934.
- Wolosewick, F.E., "Equipment Stresses Imposed by Piping", Petrol. Refiner, vol. 29, no. 8, pp. 89-91, Agosto, 1950.