

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“ESTUDIO DE FLEXIBILIDAD POR
SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS DE
LA TUBERIA DE UNA TORRE DE
SECADO”**

**INFORME DE SUFICIENCIA
PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

**EDWIN CÉSAR LÓPEZ HUAMÁN
PROMOCION 2003-I**

LIMA – PERU

2007

A mis padres:

Lucila y Felix

Por su infinito apoyo

INDICE

PRÓLOGO		1
CAPITULO I. INTRODUCCION		3
1.1 Objetivo.....		3
1.2 Alcances.....		3
1.3 Criterio de Análisis.....		4
1.4 Antecedentes		5
CAPITULO II. FUNDAMENTO PARA EL ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS 6		
2.1 Modelos Matemáticos de Análisis.....		6
2.1.1 Solución de un modelo matemático de un sistema discreto.....		6
2.1.2 Solución de un modelo matemático de un sistema continuo.....		11
2.1.2.1 Método de los elementos finitos.....		13
2.2 Análisis de Vibraciones.....		23
2.2.1 Modos normales de vibración.....		24
CAPITULO III. ANALISIS DE FLEXIBILIDAD		30
3.1 Determinación del límite de esfuerzo para condiciones a alta temperatura.....		30

3.2	Esfuerzos en un sistema de tuberías.....	36
3.2.1	Esfuerzo combinado por expansión térmica.....	36
3.2.2	Esfuerzos debidos a otras causas.....	37
3.3	Métodos para el análisis de flexibilidad.....	40
3.4	Análisis de Flexibilidad por Computadora.....	44
3.5	Vibraciones en sistemas de tuberías.....	44
CAPITULO IV.	DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS.....	46
4.1	Propiedades del sistema.....	46
4.2	Cálculo de esfuerzo permisible	47
4.3	Esfuerzo debido a la presión interna.....	48
4.4	Análisis de flexibilidad mediante software.....	49
4.4.1	Cálculo de la gravedad aparente.....	49
4.4.2	Consideración de temperatura.....	49
4.4.3.	Calculo de los Modos de vibración del sistema de tuberías	50
4.5	Resultados de los modelos inicial y final.....	50
4.5.1	Sistema de tuberías inicial.....	50
4.5.2	Sistema de tuberías final.....	58
	CONCLUSIONES.....	67
	BIBLIOGRAFÍA.....	69
	PLANOS.....	70
	ANEXOS.....	71

PRÓLOGO

En muchas ocasiones, los ingenieros nos enfrentamos a problemas complicados de la industria, que requieren una solución inmediata y que conlleve el menor costo posible, todo esto sin afectar la producción. Este trabajo es un estudio de un problema particular donde los problemas de vibraciones en un sistema de tuberías se convirtieron en un problema molesto que causaba actividades innecesarias de mantenimiento poniendo en riesgo el funcionamiento y resistencia de todo el sistema.

En el primer capítulo, se plantea el objetivo de este estudio, así también, se dan algunos alcances generales para una comprensión rápida del presente trabajo, y se exponen los criterios de análisis. Finalmente, se describen algunos antecedentes previos a este trabajo.

En el segundo capítulo, se muestran los fundamentos necesarios para comprender como se realiza un análisis por elementos finitos. También, se muestra los fundamentos de elementos finitos aplicado a las vibraciones.

En el tercer capítulo, se presentan los conceptos para realizar un análisis por flexibilidad, así mismo. los métodos de análisis.

En el cuarto capítulo, se muestra los pasos como se ha llevado a cabo el estudio. Se ha estudiado las condiciones iniciales de operación del sistema de tuberías, usando el método de elementos finitos, para determinar el origen y las causas de los problemas de vibración. Determinando las causas, se plantea una propuesta para el sistema de tuberías, la cual se ha implementado, resolviendo los problemas mencionados.

Adicionalmente, en los anexos se incluye tablas necesarias para realizar el análisis de flexibilidad.

Quisiera hacer un agradecimiento al Ing. Ronald Cueva por su asesoramiento en el presente trabajo.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 Objetivo

Usualmente para el diseño de un sistema de tuberías, se empleaban códigos y diferentes tipos de métodos. En sistemas complejos de tuberías, el cálculo de los diferentes parámetros y la limitación de métodos disponibles hacían del diseño una labor compleja. Por ello el objetivo de este trabajo es utilizar una herramienta alternativa para realizar el diseño de tuberías de una forma rápida y precisa. Esta herramienta alternativa es el método de elementos finitos que nos permite trabajar con sistemas de tuberías, que son estructuralmente complejas, así como también, son sistemas sometidos a diversos tipos de cargas, incluyendo efectos de transferencia de calor y vibraciones .

1.2 Alcances

Los sistemas de tuberías tienen una vital importancia en las plantas de proceso o aplicaciones afines. Dentro de las diferentes condiciones de operación de los sistemas de tuberías, una de las más críticas es cuando el sistema, trabaja a altas temperaturas donde el comportamiento del material es diferente, es más la expansión térmica restringida acentuará más esta condición crítica. Por otro lado, la vibración

del sistema de tuberías, también es un problema crítico que puede causar actividades innecesarias de mantenimiento y funcionamiento, así como puede afectar la resistencia de todo el sistema, fenómeno de resonancia.

Por otro lado, el método por elementos finitos es ampliamente usado en el análisis de sólidos, estructuras, transferencia de calor y fluidos, en realidad este método es útil en cualquier campo del análisis de ingeniería. El desarrollo de los elementos finitos para la solución de problemas prácticos de la ingeniería empezó con la llegada de la computadora digital.

1.3 Criterio de Análisis

El análisis se hace a base del complejo campo de flexibilidad de sistemas de tuberías. Por lo que en este trabajo se citará algunos requerimientos mínimos para el diseño según “The code for Pressure Piping Committee” (ASME-B 31.3), considerada por los diseñadores como una autoridad en este campo.

Para realizar los cálculos por el método de elementos finitos se utilizó un software comercial, MSC.N4W. Este método permitirá identificar apoyos incorrectamente ubicados, deflexiones y esfuerzos máximos. Así también en nuestro estudio se podrá determinar los modos normales de vibración con sus respectivas deformaciones, para compararlas con las frecuencias de excitación del sistema.

1.4 Antecedentes

En cuanto al análisis de un sistema de tuberías sometidas a vibración y transferencia de calor, no existen antecedentes previos. Como referencia al presente trabajo se puede mencionar la tesis “Modelado y análisis de una tolva”, en la que se realiza un estudio de vibraciones de los modos normales de vibración usando un software comercial por elemento finitos, la cual es un punto de partida para futuros enfoques sobre el tema de vibraciones.

CAPITULO II

FUNDAMENTOS PARA EL ANALISIS POR ELEMENTOS FINITOS

2.1 Modelos Matemáticos de Análisis

El análisis de un sistema de ingeniería requiere de la idealización del sistema en una forma que puede ser resuelta la formulación del modelo matemático, la solución de este modelo, y la interpretación de los resultados. Algunas técnicas clásicas usadas para la formulación y solución de los modelos matemáticos de un sistema de ingeniería son modelos matemáticos de un “sistema discreto” y “sistema continuo”.

2.1.1 Solución de un modelo matemático de un sistema discreto

La esencia de un modelo matemático de un sistema discreto es que el estado del sistema puede ser descrito directamente con una precisión adecuada por las magnitudes de un número finito (y usualmente pequeño), de variables de estado. La solución requiere los siguientes pasos:

1. Idealización del sistema: el sistema real es idealizado como un ensamblaje de elementos.

2. Equilibrio del elemento: los requisitos de equilibrio de cada elemento aislado son establecidos en términos de variables de estado.
3. Ensamblaje de los elementos: la interconexión de los elementos requiere ser invocada para establecer un set de ecuaciones simultáneas para las variables de estado desconocidas.
4. Cálculo de la respuesta: las ecuaciones simultáneas son resueltas para las variables de estado, y usando los requisitos de equilibrio de los elementos, la respuesta de cada elemento es calculada.

Estos pasos de solución son seguidos en el análisis de los diferentes tipos de problemas que podemos considerar: problemas de estado-estable, problemas de propagación, y problemas de eigenvalue (valor propio).

Problemas de estado estable.- La principal característica de estado estable es que la respuesta de un sistema no cambia con el tiempo. Así, las variables de estado que describen la respuesta de un sistema bajo consideración pueden ser obtenidas de la solución de un set de ecuaciones que no considera el tiempo como una variable. Ejemplos de estos casos son: sistema de resorte elástico, sistema de transferencia de calor, una red hidráulica, etc.

Problemas de propagación.- La principal característica de una propagación o problema dinámico es que la respuesta de un sistema bajo

consideración cambia con el tiempo. En este caso las variables de estado y las relaciones de equilibrio de los elementos dependen del tiempo. El objetivo del análisis es calcular las variables de estado para todo tiempo t .

Problemas Eigenvalue (vectores propios).- La principal característica de este tipo de problema es que no existe una única solución para la respuesta del sistema, y el objetivo del análisis es calcular las diversas soluciones posibles. Este tipo de problemas se presenta en análisis dinámicos y continuos.

Existen muchos ejemplos de estos sistemas, tomando el caso de las estructuras, se pueden considerar como sistemas discretos a todas las estructuras de barras, tales como pórticos, simples y compuestos, entramados, etc.



Figura 2.1 Barra de una estructura

Consideremos el caso de una estructura, la que contiene un número n de barras, a las que podemos llamarlas elementos e del sistema. Además, vamos a designar los extremos de la barra como extremos 1 y 2. Así, se puede deducir por resistencia de materiales:

$$R_1^e = -R_2^e = (EA)^e \left(\frac{\Delta l}{l} \right)^e = \left(\frac{EA}{l} \right)^e (U_1^e - U_2^e) = K^e (U_1^e - U_2^e)$$

Esta ecuación también puede escribirse en forma matricial como:

$$q^e = \begin{Bmatrix} R_1^e \\ R_2^e \end{Bmatrix} = K^e \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1^e \\ U_2^e \end{Bmatrix} = K^e a^e$$

Donde K^e se denomina Matriz de Rigidez del elemento barra y es función únicamente de la geometría del mismo y de sus propiedades mecánicas, a^e y q^e son los vectores de los desplazamientos y las fuerzas en los nodos (extremos) de la barra. Por lo tanto la última ecuación matricial expresa el equilibrio de la barra aislada. Si adicionalmente actuara sobre la barra una fuerza uniforme repartida por unidad de longitud de intensidad b^e , que se equilibrara con fuerzas $(bl)^e/2$ en cada nodo, la ecuación quedaría así:

$$q^e = \begin{Bmatrix} R_1^e \\ R_2^e \end{Bmatrix} = K^e \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1^e \\ U_2^e \end{Bmatrix} + \frac{(bl)^e}{2} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

$$q^e = K^e a^e + f^e$$

Donde f^e es el vector de fuerzas que actúan en los nodos de la barra debido a cargas exteriores. La expresión de equilibrio de la estructura se obtiene a partir del concepto de que la sumatoria de las fuerzas en un nodo, debidas a las distintas barras que en él concurren es igual a la fuerza exterior sobre el nodo. Lo que podemos expresar así:

$$\sum_{e=1}^{n_e} R_i^e = R_i^{\text{exterior}}$$

La sumatoria se extiende a todas las barras n_e que concurren en el nodo numero i . Al sustituir en esta expresión los valores de R_i^e en función de los desplazamientos de los nodos se obtiene la ecuación matricial de equilibrio de la estructura:

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \dots \\ a_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \dots \\ f_n \end{Bmatrix}$$

$$K a = f$$

Donde K , a y f son la matriz de rigidez, el vector de incógnitas (desplazamientos) de los nodos, y el vector de fuerzas (acciones) de la estructura (sistema). El proceso de obtención de esta matriz se denomina *ensamblaje* y su resolución proporciona los valores de los desplazamientos en todos los nodos de la estructura, a partir de los cuales se pueden conocer los esfuerzos internos en las barras. Finalmente se pueden resumir los pasos para el análisis de un sistema discreto en las siguientes etapas:

a. Definición de la malla de elementos discretos conectados entre sí por nodos, todos ellos convenientemente numerados. A cada elemento e , se le asigna propiedades geométricas y mecánicas conocidas. Estas características constituyen los datos del problema. Todas estas operaciones constituyen lo que comúnmente se denomina *pre-proceso*.

b. Luego se realiza el cálculo de las matrices de rigidez K^e y vectores de fuerzas de cada elemento del sistema.

c. Posteriormente se realiza el *Ensamblaje y resolución* de la ecuación matricial de equilibrio global del sistema $\mathbf{ka} = \mathbf{f}$, para calcular los desplazamientos en los nodos.

d. Una vez calculados los desplazamientos se pueden obtener otros parámetros de gran valor del sistema como son las fuerzas, esfuerzos, deformaciones, etc.

Todos los resultados obtenidos deben presentarse de la forma más clara y gráfica posible para facilitar su análisis y evaluación, de esta forma se facilita el trabajo, así como también permite a otras personas involucradas poder identificar fácilmente los datos que se van a analizar. Esto último constituye la fase de *post-proceso*.

2.1.2 Solución de un modelos matemáticos de un sistema continuo

En este caso, enfocamos nuestra atención en elementos diferenciales típicos con el objetivo de obtener ecuaciones diferenciales que expresan los requisitos de equilibrio de los elementos, relaciones de constitución y requisitos de interconectividad de los elementos. Estas ecuaciones diferenciales deben ser mantenidas a través del dominio del sistema., pero antes de ser calculada la solución, se debe establecer las condiciones de frontera, y las condiciones iniciales. Es así que el estudio del comportamiento de un sistema continuo puede abordarse desde dos puntos de partida diferentes:

- a. Realizar la integración de las ecuaciones en derivadas parciales, con sus correspondientes condiciones de contorno, que expresan

el equilibrio de un elemento diferencial genérico del sistema.

- b. Partir de un funcional Π , definido como una expresión integral sobre todo el sistema, que depende de las variables fundamentales del mismo U . La solución del sistema continuo son los valores de U que hacen estacionario a Π respecto a variaciones pequeñas de U . Como por ejemplo en el caso de las estructuras, los desplazamientos hacen estacionario y mínimo el funcional de energía potencial de estas.

Puede demostrarse que los dos planteamientos, aunque conceptualmente diferentes, están intrínsecamente relacionados, ya que ambos deben proporcionar la respuesta correcta al sistema. No obstante la utilización de uno u otro conlleva desarrollos matemáticos muy distintos, son prácticamente los mismos. En el enfoque de la Solución de Ecuaciones Diferenciales se pueden hacer uso de muchos métodos para afrontar la resolución, tanto analítica como numérica. Entre los últimos podemos mencionar a:

1. Método de las diferencias finites
2. Métodos de interpolación (Rayleigh - Ritz)
3. Método de la integral de contorno
4. Método de los Elementos Finitos

2.1.2.1 Método de los elementos finitos

En este método de análisis el sistema continuo se divide en porciones que no se intersecan entre sí, denominadas elementos finitos. Sobre cada elemento se interpolan las incógnitas fundamentales del problema, en función de sus valores en una serie de puntos del elemento, denominados nodos, haciendo uso de funciones de interpolación definidas individualmente para cada elemento.

Los problemas que pueden abordarse con el Método de los Elementos Finitos son muy amplios, pues no solamente se refieren al cálculo estructural, también se pueden abordar análisis de transferencia de calor en estado estable y transitorio, mecánica (de fluidos en medios incompresibles y compresibles, electrostática y magnetismo, etc. Pero existen ciertas etapas en su planteamiento que los relacionan, un resumen de estas puede ser como sigue:

1. Primeramente se debe seleccionar el modelo matemático a utilizarse, por ejemplo en el cálculo de un techo o un puente, se pueden utilizar teorías simplificadas como la de vigas, o más complejas como la de láminas o elasticidad tridimensional; también se debe reconocer si existe linealidad o no, ya sea geométrica o del material. Esta etapa es muy importante pues de ella dependen las fases de cálculo siguientes, la aproximación a obtenerse en el

mismo, y su complejidad.

2. Una vez seleccionada la teoría se escoge el modelo geométrico y se adapta a las características del problema, también se determinan las condiciones de contorno y las restricciones del sistema. Hasta aquí la fase denominada *preproceso*.

3. Con los datos geométricos y del material, se establecen las matrices y vectores fundamentales de cada elemento del sistema. Por ejemplo en un problema de cálculo estructural se deberán determinar las matrices de rigidez K y el vector de fuerzas f de cada elemento.

4. Las matrices y vectores de los distintos elementos se ensamblan para obtener la ecuación matricial global $Ka = f$. Dicha ecuación se resuelve para obtener los valores de las incógnitas a (desplazamientos en estructuras, temperaturas en problemas térmicos, etc.) utilizando cualquiera de los métodos para resolver sistemas de ecuaciones simultáneos (Gauss-Seidel, Choleski, Gauss-Jordan, Jacobi, etc.), pudiendo ser unos más eficientes que otros de acuerdo al problema específico.

5. Luego de obtenerse los valores de a , se puede utilizar esta información para obtener otros parámetros de interés, tales como deformaciones, fuerzas, esfuerzos, etc.

6. Todos los resultados del análisis deben presentarse de la

forma más adecuada posible para facilitar su interpretación, para ello se hacen uso de diversas técnicas de representación gráfica. Esta última fase constituye el *postproceso*.

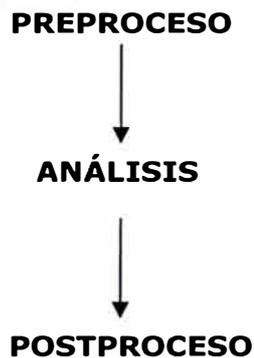


Figura 2.2 Pasos de análisis

La metodología que utiliza cualquier programa de elementos finitos se basa en la relación de fuerza-desplazamiento a través de lo que se denomina rigidez del sistema. La relación fuerza-desplazamiento para un problema lineal estático puede ser expresada como:

$$K \cdot a = f$$

Recordemos que K es la matriz de rigidez del sistema, a es el desplazamiento nodal y f es el vector de fuerzas nodales.

Suponiendo que la estructura tiene impuestas unas condiciones de contorno en fuerzas y desplazamientos, la ecuación anterior puede ser escrita como:

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix}$$

Después de calcular el vector desplazamiento \mathbf{a} , las deformaciones en cada elemento pueden ser calculadas a partir de la relación deformación-desplazamiento en términos de desplazamientos nodales del elemento:

$$\varepsilon_{el} = \beta \cdot a_{el}$$

Las tensiones en el elemento son obtenidas de la relación tensión-deformación:

$$\sigma_{el} = L \cdot \varepsilon_{el}$$

Donde σ_{el} y ε_{el} son las tensiones y deformaciones en los elementos, a_{el} es el vector desplazamiento asociado a los puntos nodales del elemento; β y L son la relación deformación-desplazamiento y tensión-deformación respectivamente.

En un problema dinámico, los efectos de la masa y de la amortiguación deben ser incluidos en el sistema. La ecuación que gobierna este sistema es la siguiente:

$$M \cdot \ddot{\mathbf{a}} + D \cdot \dot{\mathbf{a}} + K \cdot \mathbf{a} = \mathbf{f}$$

donde \mathbf{M} es la matriz de masa del sistema, \mathbf{D} es la matriz de amortiguamiento del sistema, $\ddot{\mathbf{a}}$ es el vector de aceleración del sistema y $\dot{\mathbf{a}}$ es el vector de velocidad del sistema.

Para un sistema dinámico sin amortiguamiento, la ecuación que gobierna su comportamiento será:

$$M \cdot \ddot{a} + K \cdot a = f$$

Si además el sistema no es forzado:

$$M \cdot \ddot{a} + K \cdot a = 0$$

Las ecuaciones que rigen otros procesos son similares. Por ejemplo las ecuaciones que gobiernan el análisis de la transferencia de calor transitoria tiene la siguiente forma:

$$C \cdot \dot{T} + H \cdot T = Q$$

Donde C es la matriz de capacidad calorífica, H es la matriz de conductividad térmica, Q es el vector de carga térmica o también llamado flujo de calor, T es el vector de temperatura nodal y \dot{T} es la derivada temporal de la temperatura. Para un problema estacionario, la ecuación anterior se simplifica en gran medida:

$$H \cdot T = Q$$

Cabe destacar que ésta ecuación tiene la misma forma que la ecuación que gobierna el análisis estructural estático.

Para un problema termomecánico, las ecuaciones que gobiernan el sistema vienen dadas por:

$$M \cdot \ddot{a} + D \cdot \dot{a} + K \cdot a = f$$

$$C \cdot \dot{T} + H \cdot T = Q + Q'$$

En esta ecuación, la matriz de rigidez K , la matriz de amortiguamiento D , la matriz de capacidad calorífica C y la matriz de conductividad térmica son dependientes de la temperatura. Q' es la generación de calor debida a la deformación no elástica. El acoplamiento entre el problema de transferencia de calor y el problema mecánico es debido a la dependencia respecto de la temperatura de las propiedades mecánicas y a la generación de calor interno.

Las ecuaciones que gobiernan los procesos anteriormente descritos son un conjunto de ecuaciones algebraicas y/o de ecuaciones ordinarias diferenciales donde la variable tiempo es una variable continua para las ecuaciones diferenciales. Seleccionaremos un operador de integración (por ejemplo, Newmark-beta, Houbolt o diferencias centrales para problemas dinámicos, y diferencias hacia atrás para problemas de transferencia de calor) para reducir el conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias a un conjunto de ecuaciones algebraicas. Por lo tanto al final solo tendremos un conjunto de ecuaciones algebraicas, que serán las que el procesador resuelva.

Hasta ahora hemos presentado las matrices de los sistemas ensambladas, es decir, compuestas por matrices elementales del

sistema. Por ejemplo, la matriz de rigidez K esta expresada en términos de matrices elementales del sistema $K_i^{elemento}$, tal que:

$$K = \sum^n K_i^{elemento}$$

Donde n es el número de elementos del sistema. La matriz de rigidez del sistema es una matriz simétrica en banda. La matriz de rigidez de cada elemento puede ser expresada de la siguiente forma:

$$K^{el} = \int_{V^{el}} \beta^T \cdot L \cdot \beta \cdot dV^{el}$$

Donde V^{el} es el volumen del elemento. La matriz β esta directamente asociada con la función de forma y la geometría de cada elemento. Esta función de forma depende del elemento que elijamos para realizar nuestro análisis. La matriz de masa del elemento puede ser expresada como:

$$M^{el} = \int_{V^{el}} N^T \cdot \rho \cdot N \cdot dV^{el}$$

Donde ahora N es la matriz operador derivada. El vector de fuerza nodal f , incluye la contribución de varios tipos de carga:

$$f = f_{punto} + f_{superficie} + f_{cuerpo} + f^*$$

Donde f_{punto} es un vector de carga puntual, $f_{superficie}$ es un vector de carga superficial, f_{cuerpo} es el vector de cargas volumétrico y f^* representa todos los otros tipos de carga, como por ejemplo la deformación térmica, la deformación de fluencia o creep y la tensión

inicial. La carga puntual esta asociada a los grados de libertad de los nodos y puede ser añadida al vector de fuerza nodal directamente. Los vectores de cargas superficiales y volumétricas deben ser calculados de la distribución sobre la superficie y el volumen respectivamente y después añadidos al vector de fuerza nodal. Este cálculo se realiza de la siguiente forma:

$$f_{\text{superficie}} = \int_A N^T \cdot p \cdot dA$$

$$f_{\text{cuerpo}} = \int_V N^T \cdot p \cdot dV$$

Análisis Lineal o no Lineal.- El método por elementos finitos puede ser usado tanto para problemas lineales como no lineales. Inicialmente se empezaron analizando problemas lineales simples. Posteriormente se realizó un desarrollo de la tecnología de los elementos finitos influenciado por las industrias nucleares y aeroespaciales, en las cuales las no linealidades se debían al comportamiento de los materiales a alta temperatura y al fenómeno de pandeo lineal simple respectivamente. Actualmente esas técnicas se han extendido a otro tipo de industrias y especialmente al sector de la automoción.

a) Análisis Lineal.- Empleando cualquier software, nos permite realizar este tipo de análisis utilizando el tipo de elemento adecuado. Al incluir restricciones cinemáticas y cargas, el problema

podrá empezar a ser analizado. El problema podrá incluir materiales elásticos isotropos o anisotropos. El principio de superposición se aplica bajo estas condiciones de linealidad. Por lo tanto, soluciones individuales pueden ser sumadas para obtener la solución total del problema.

b) Análisis No Lineal.- Hay tres fuentes de no linealidad: material, geometría y condiciones de contorno no lineales. La no linealidad del material resulta de la relación no lineal entre tensiones y deformaciones. Las condiciones de contorno y/o las cargas pueden ser causa de no linealidad. Los problemas de contacto y fricción conllevan también condiciones de contorno no lineales. Este tipo de no linealidad se manifiesta en situaciones reales; por ejemplo, el conformado de metales, interferencia de componentes mecánicos, contacto de neumáticos, etc.

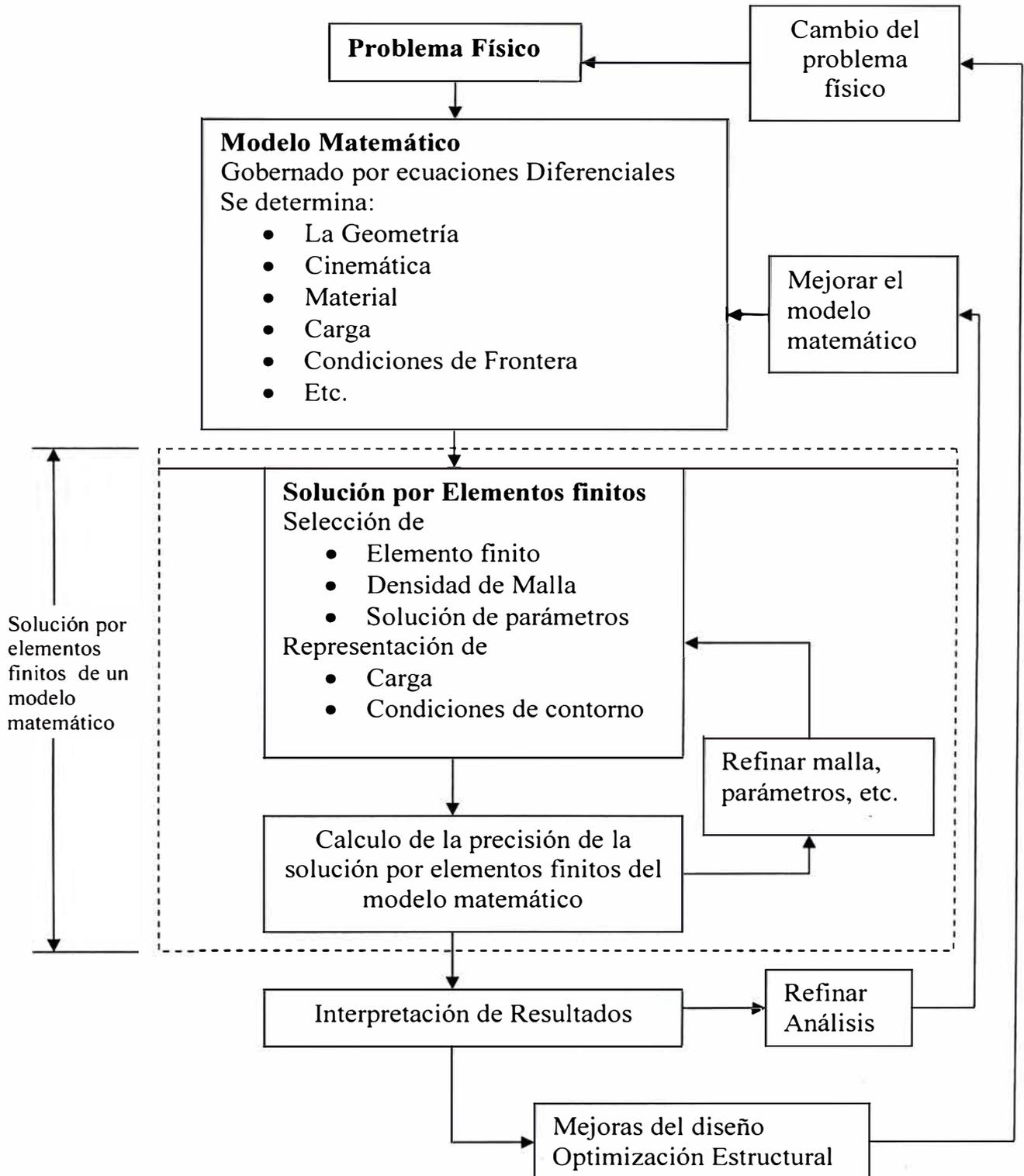


Figura 2.3 Proceso de análisis por elementos finitos

2.2 Análisis de Vibraciones

La mayoría de las máquinas y estructuras se encuentran sometidas a vibración. En general los sistemas vibratorios pueden ser lineales y no lineales. Existen dos tipos de vibraciones, libres y forzadas. La vibración libre ocurre cuando un sistema oscila bajo la acción de fuerzas inherentes al sistema mismo y, cuando las fuerzas externas aplicadas son nulas. El sistema bajo vibración libre vibrará a una o a más de sus frecuencias naturales que, son propiedades del sistema dinámico que dependen de su distribución de su masa y su rigidez. La vibración que ocurre bajo la excitación de fuerzas externas es una vibración forzada. Cuando la excitación es oscilatoria el sistema se ve obligado a vibrar a la frecuencia de la excitación. Si esta coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, se produce una situación de resonancia produciéndose oscilaciones peligrosamente grandes.

Estructuras grandes como puentes, edificios o alas de aviones, pueden fallar por resonancia de. Por ello la importancia del cálculo de las frecuencias naturales en el estudio de las vibraciones.

La energía del sistema vibratorio al disiparse por fricción u otras formas, se dice que está sometido a cierto grado de amortiguamiento. El amortiguamiento es de vital importancia cuando se requiere limitar la amplitud de la oscilación en casos en los que se presenta la resonancia.

Un grado de libertad se refiere al número de coordenadas independientes que se requieren para describir el movimiento de un sistema. Una partícula libre que experimenta un movimiento general en el

espacio tiene tres grados de libertad, mientras que un cuerpo rígido tendrá seis grados de libertad, tres de desplazamiento y tres de rotación.

2.2.1 Modos normales de vibración

Al referirnos a sistemas normales de vibración debemos tener en cuenta que un sistema tiene tantos modos normales o naturales de vibración como grados de libertad tiene. La vibración libre iniciada bajo cualquier condición será en general la superposición de los modos normales de vibración. Sin embargo, la vibración armónica forzada ocurrirá a la frecuencia de excitación y la amplitud de los grados de libertad tendrá su máximo a las frecuencias naturales del sistema, por el fenómeno de la resonancia.

Para llevar a cabo el análisis de sistemas con muchos grados de libertad se requiere de una aproximación sistemática para lograr claridad en la formulación y simplicidad en el cálculo. Los métodos matriciales son muy adecuados, además nos proporciona discusiones más simples de algunas de las propiedades de los sistemas vibrantes.

Para realizar un análisis es usual calcular ciertas propiedades de las matrices de rigidez de los sistemas. Suponiendo que se tiene la siguiente matriz de rigidez:

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{Bmatrix}$$

Los elementos de la matriz de rigidez tienen la siguiente

interpretación. Si $x_1=1.0$ y $x_2=x_3=0$, las fuerzas en 1,2 y 3 que se requieren para mantener este desplazamiento, son K_{11}, K_{21} y K_{31} 1 en la primera columna. Similarmente, las fuerzas f_1, f_2 y f_3 requeridas para mantener la configuración de los desplazamientos $x_2=1.0$ y $x_1 = x_3=0$, son K_{12}, K_{22} y K_{32} en la segunda columna. Así la regla general para establecer los elementos de rigidez de cualquier columna, es hacer su desplazamiento correspondiente igual a la unidad, con todos los otros desplazamientos iguales a cero y medir las fuerzas requeridas en cada estación.

Para la vibración libre de un sistema no amortiguado de varios grados de libertad, las ecuaciones de movimiento en forma matricial son:

$$[M]\{d^2 x\} + [k]\{x\} = \{0\}$$

Donde:

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & \dots \\ \dots & & \\ M_{n1} & M_{n2} & M_{nm} \end{bmatrix} = \text{matriz de masa}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots \\ \dots & & \\ K_{n1} & K_{n2} & K_{nm} \end{bmatrix} = \text{matriz de rigidez (cuadrada)}$$

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \text{matriz de masa (cuadrada)}$$

Pudiéndose expresar de la siguiente manera:

$$M \dot{X} + K X = 0$$

Si se multiplica por M^{-1} , obtenemos:

$$M^{-1}M = I \text{ el producto resulta en la matriz unitario}$$

$M^{-1}K = A$ el producto resulta en la matriz del sistema o matriz dinámica, ya que define las propiedades del sistema.

$$I \dot{X} + A X = 0$$

Ahora, vamos a suponer que se trata de un movimiento armónico

$\dot{X} = -\lambda X$, con $\lambda = \omega^2$, se obtiene:

$$[A - \lambda I]\{X\} = 0$$

La ecuación característica del sistema es el determinante igualado a cero:

$$[A - \lambda I] = 0$$

Las raíces de la ecuación característica son los valores propios, y las frecuencias naturales del sistema (ω_i) se determinan a partir de ellas por medio de:

$$\lambda_i = \omega_i^2$$

Sustituyendo los valores propios en la ecuación matricial anterior, se obtiene la forma modal X_i que se denomina vector propio. Así, para un sistema con n grados de libertad, tendremos n valores propios y n vectores propios.

Para encontrar los valores propios reales conviene utilizar otros procedimientos, ya el desarrollo del determinante sería poco práctico.

Continuamente aparecen métodos nuevos y extremadamente eficientes. Cualquiera que sea la técnica seguida para determinar los valores y modos propios del sistema, para un problema de magnitudes dadas, el esfuerzo que hay que efectuar en el cálculo es mucho mayor que el necesario para encontrar la solución de la situación estática equivalente. Afortunadamente es posible obtener valores propios bastante exactos con un número de grados de libertad menor que el necesario para la solución estática. En muchas ocasiones no se requieren todos los modos normales, y un estimado del modo fundamental y unos pocos modos más bajos es suficiente. Un método para determinar la frecuencia fundamental es el de Rayleigh. La frecuencia fundamental de sistemas de muchos grados de libertad es a menudo de mayor interés que sus frecuencias naturales más altas porque su respuesta forzada es la mayor en muchos casos.

Sean M y K las matrices de masa y de rigidez, y X el vector desplazamiento supuesto para la amplitud de la vibración. Para un movimiento armónico, las máximas energías cinética y potencial pueden escribirse como:

$$T_{\max} = 0.5 w^2 X^T M X$$

$$U_{\max} = 0.5 X^T K X$$

Igualando a las dos y despejando a w^2 , se obtiene el coeficiente de Rayleigh:

$$w^2 = \frac{X^T K X}{X^T M X}$$

Este coeficiente se aproxima a la frecuencia natural más baja (frecuencia fundamental) por el lado más alto, y su valor es bastante insensible a las amplitudes supuestas inicialmente. Se puede complementar este método con el de Dunkerley que resulta en un límite inferior para dicha frecuencia fundamental. Ritz desarrolló una extensión del método de Rayleigh. No sólo prevé un medio de obtener un valor más exacto de la frecuencia fundamental, sino que también da aproximaciones a las frecuencias más altas y a las frecuencias modales. Este método es esencialmente el de Rayleigh, pero reemplazando la función singular de forma por una serie de funciones de forma multiplicadas por coeficientes constantes. Estos son ajustados para minimizar la frecuencia con respecto a cada uno de los coeficientes, lo que resulta en n ecuaciones algebraicas en w^2 . La solución de estas ecuaciones da entonces las frecuencias naturales y las formas modales del sistema. Como en el método de Rayleigh, el éxito depende de escoger adecuadamente las funciones de forma que deben satisfacer las condiciones geométricas de borde del problema. El método debe ser también diferenciable, por lo menos hasta el orden de las derivadas que aparecen en las ecuaciones de energía. Mientras en el método de Rayleigh se escoge una única función para la deflexión; Ritz supone que la deflexión es una suma de varias funciones multiplicadas por constantes:

$$y_{(x)} = C_1 \phi_{1(x)} + C_2 \phi_{2(x)} + \dots + C_n \phi_{n(x)}$$

Donde $\phi_{i(x)}$ son funciones admisibles cualesquiera que satisfacen las condiciones de borde. C_i representa la desviación de las amplitudes

supuestas, el error en la frecuencia computada es sólo proporcional al cuadrado de la desviación de las amplitudes supuestas, a partir de sus valores exactos. Siendo m_{ij} las masas generalizadas y variando j desde 1 hasta n , se obtienen ecuaciones que pueden representarse como:

$$\begin{bmatrix} (K_{11} - w^2 m_{11}) & (K_{12} - w^2 m_{12}) & \dots & (K_{1n} - w^2 m_{1n}) \\ (K_{21} - w^2 m_{21}) & \dots & & \\ \dots & & & \\ (K_{n1} - w^2 m_{n1}) & \dots & & (K_{nn} - w^2 m_{nn}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \dots \\ C_n \end{bmatrix} = 0$$

El determinante de esta ecuación es una ecuación algebraica de orden n en w^2 y su solución produce las n frecuencias naturales. La forma modal es también obtenida resolviendo para los C s de cada frecuencia natural.

Los métodos para calcular las frecuencias naturales de un sistema, gran parte de ellos solo pueden aplicarse a sistemas muy particulares, pero proveen una gran rapidez en la solución y una apreciable exactitud. Entre los más difundidos tenemos a : la iteración convencional y acelerada por sub - espacios, iteración inversa, reducción de Guyan y el método de Lanczos, que es el mejor y más completo, pero posee un algoritmo tan grande y complejo que solo puede abordarse su utilización cuando se tienen computadoras muy rápidas y con una gran cantidad de memoria.

CAPITULO III

ANALISIS DE FLEXIBILIDAD

Generalmente un sistema de tubería esta sujeto a cargas debido a presión, peso y otras cargas, pero aquellos que además están sujetos a expansión térmica y/o contracciones y movimientos similares por otras causas, deberán ser diseñadas mediante un análisis de flexibilidad. Este análisis tiene sus requerimientos fundamentales en el código ASME, pero solamente indica condiciones o manera de evaluar los esfuerzos combinados e indicaciones para un diseño confiable pero no indica la manera en sí de evaluar la influencia de la flexibilidad del sistema en los esfuerzos.

3.1. Determinación del límite de esfuerzo para condiciones a alta temperatura

Temperatura (T).- En el diseño de tuberías, es imprescindible el conocimiento de la máxima temperatura que ha de tener el material, ya que de su valor depende el esfuerzo permisible S_a . Pero en caso de que el sistema este sujeto a expansión térmica, será necesario conocer además la temperatura mínima para determinar la expansión que debe absorber el sistema. Debemos tener cuidado en la determinación de la máxima temperatura cuando el

sistema consta de varios ramales que están en diferentes temperatura, porque la asunción de una máxima temperatura para el sistema, conllevaría a determinar falsos esfuerzos, también es importante notar, que cuando hay desplazamiento en los equipos conectados a los terminales de los ramales del sistema de tubería, ya sea por defectos de temperatura o de otras causas, éstas deberán de sumarse para el cálculo por flexibilidad. Sucede que la máxima temperatura del fluido que pasa por la tubería está definida con una exactitud razonable y para determinar la temperatura máxima de la tubería, se podría tomar igual a la del fluido cuando la tubería tiene aislamiento térmico, pero cuando no la tiene, habría que determinar la temperatura máxima de acuerdo a las condiciones de transferencia de calor para cada caso específico, obteniendo de esta manera, una mejor temperatura máxima de operación, lo que disminuiría los esfuerzos de expansión y aumentaría el esfuerzo permisible. La mínima temperatura se toma igual a la temperatura atmosférica.

Coefficiente de expansión térmica (e).- Esta varía directamente con la temperatura, tomando un valor instantáneo para una temperatura dada o un valor promedio para dos temperaturas dadas. (Tabla 3.1)

TABLE C-1
TOTAL THERMAL EXPANSION, U.S. UNITS, FOR METALS¹
Total Linear Thermal Expansion Between 70°F and Indicated Temperature, in./100 ft

Temp., °F	Material							
	Carbon Steel Carbon-Moly- Low-Chrome (Through 3Cr-Mo)	5Cr-Mo Through 9Cr-Mo	Austenitic Stainless Steels 18Cr-8Ni	12Cr, 17Cr, 27Cr	25Cr-20Ni	UNS N04400 Monel 67Ni-30Cu	3 ¹ / ₂ Ni	Copper and Copper Alloys
-450	-3.93
-425	-3.93
-400	-3.91
-375	-3.87
-350	-3.79
-325	-2.37	-2.22	-3.85	-2.04	...	-2.62	-2.25	-3.67
-300	-2.24	-2.10	-3.63	-1.92	...	-2.50	-2.17	-3.53
-275	-2.11	-1.98	-3.41	-1.80	...	-2.38	-2.07	-3.36
-250	-1.98	-1.86	-3.19	-1.68	...	-2.26	-1.96	-3.17
-225	-1.85	-1.74	-2.96	-1.57	...	-2.14	-1.86	-2.97
-200	-1.71	-1.62	-2.73	-1.46	...	-2.02	-1.76	-2.76
-175	-1.58	-1.50	-2.50	-1.35	...	-1.90	-1.62	-2.53
-150	-1.45	-1.37	-2.27	-1.24	...	-1.79	-1.48	-2.30
-125	-1.30	-1.23	-2.01	-1.11	...	-1.59	-1.33	-2.06
-100	-1.15	-1.08	-1.75	-0.98	...	-1.38	-1.17	-1.81
-75	-1.00	-0.94	-1.50	-0.85	...	-1.18	-1.01	-1.56
-50	-0.84	-0.79	-1.24	-0.72	...	-0.98	-0.84	-1.30
-25	-0.68	-0.63	-0.98	-0.57	...	-0.77	-0.67	-1.04
0	-0.49	-0.46	-0.72	-0.42	...	-0.57	-0.50	-0.77
25	-0.32	-0.30	-0.46	-0.27	...	-0.37	-0.32	-0.50
50	-0.14	-0.13	-0.21	-0.12	...	-0.20	-0.15	-0.22
70	0	0	0	0	0	0	0	0
100	0.23	0.22	0.34	0.20	0.32	0.28	0.23	0.34
125	0.42	0.40	0.62	0.36	0.58	0.52	0.42	0.63
150	0.61	0.58	0.90	0.53	0.84	0.75	0.61	0.91
175	0.80	0.76	1.18	0.69	1.10	0.99	0.81	1.20
200	0.99	0.94	1.46	0.86	1.37	1.22	1.01	1.49
225	1.21	1.13	1.75	1.03	1.64	1.46	1.21	1.79
250	1.40	1.33	2.03	1.21	1.91	1.71	1.42	2.09
275	1.61	1.52	2.32	1.38	2.18	1.96	1.63	2.38
300	1.82	1.71	2.61	1.56	2.45	2.21	1.84	2.68
325	2.04	1.90	2.90	1.74	2.72	2.44	2.05	2.99
350	2.26	2.10	3.20	1.93	2.99	2.68	2.26	3.29
375	2.48	2.30	3.50	2.11	3.26	2.91	2.47	3.59
400	2.70	2.50	3.80	2.30	3.53	3.25	2.69	3.90
425	2.93	2.72	4.10	2.50	3.80	3.52	2.91	4.21
450	3.16	2.93	4.41	2.69	4.07	3.79	3.13	4.51
475	3.39	3.14	4.71	2.89	4.34	4.06	3.35	4.82
500	3.62	3.35	5.01	3.08	4.61	4.33	3.58	5.14
525	3.86	3.58	5.31	3.28	4.88	4.61	3.81	5.45
550	4.11	3.80	5.62	3.49	5.15	4.90	4.04	5.76

Tabla 3.1 Coeficiente de expansión térmica

Modulo de elasticidad (E).- Llamado también modulo de Young's tiene un valor que oscila entre 28 000 y 31 000 Psi. Para los aceros a medida que aumenta la temperatura, esta disminuye. (Tabla 3.2)

ASME B31.3-2002

Table C-6

TABLE C-6
MODULUS OF ELASTICITY, U.S. UNITS, FOR METALS

Material	E = Modulus of Elasticity, Msi (Millions of psi), at Temperature, °F									
	-425	-400	-350	-325	-200	-100	70	200	300	400
Ferrous Metals										
Gray cast iron	13.4	13.2	12.9	12.6
Carbon steels, C ≤ 0.3%	31.9	31.4	30.8	30.2	29.5	28.8	28.3	27.7
Carbon steels, C > 0.3%	31.7	31.2	30.6	30.0	29.3	28.6	28.1	27.5
Carbon-moly steels	31.7	31.1	30.5	29.9	29.2	28.5	28.0	27.4
Nickel steels, Ni 2%-9%	30.1	29.6	29.1	28.5	27.8	27.1	26.7	26.1
Cr-Mo steels, Cr ½%-2%	32.1	31.6	31.0	30.4	29.7	29.0	28.5	27.9
Cr-Mo steels, Cr 2¼%-3%	33.1	32.6	32.0	31.4	30.6	29.8	29.4	28.8
Cr-Mo steels, Cr 5%-9%	33.4	32.9	32.3	31.7	30.9	30.1	29.7	29.0
Chromium steels, Cr 12%, 17%, 27%	31.8	31.2	30.7	30.1	29.2	28.5	27.9	27.3
Austenitic steels (TP304, 310, 316, 321, 347)	30.8	30.3	29.7	29.0	28.3	27.6	27.0	26.5

Tabla 3.2 Modulo de elasticidad

La expansión térmica ocurre bajo una carga de deformación finita, que produce predominantemente flexión y es casi improbable que suceda una fractura en su aplicación inicial para materiales dúctiles. Las fracturas resultantes de la aplicación repetitiva de cargas de deformación térmica son similares a las fallas por fatiga, debido a la acción de cargas mecánicas, por lo tanto, el rango de esfuerzo o deformación permisible debe estar relacionado al número de ciclos de vida ya determinado como condición de diseño.

Límite de esfuerzo permisible.- El rango de esfuerzo permisible establecido por el código ASME B31.3 para esfuerzos de expansión térmica, esta dada por la siguiente expresión:

$$S_a = f(1.25 S_c + 0.25 S_h)$$

Donde:

S_a : Limite de esfuerzo permisible

S_c : Esfuerzo permisible a la menor temperatura

S_h : Esfuerzo permisible a la máx. temperatura (S_c y S_h de la Tabla 3.3 y 3.4)

f : Factor de reducción de esfuerzos para condiciones que está en función del número de ciclos N de vida de operación del sistema (Tabla 3.5)

Table K-1

ASME B31.3-2002

TABLE K-1
ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS FOR CHAPTER IX^{1-6, 18}
 Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix K Tables; Specifications are ASTM Unless Otherwise Indicated

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (7)	Type or Grade	Notes	Specified Min. Strength, ksi		
					Tensile	Yield	
Carbon Steel							
Pipes and Tubes (17)							
...	A 53	1	B	(8)(16)	}	60	35
...	A 106	1	B			
...	A 333	1	6	(8)			
...	A 334	1	6	(8)			
...	API 5L	S-1	B	(8)(9)			
...	A 210	1	A-1	60	37	
...	A 106	}	C	70	40	
...	A 210						
...	API 5L	S-1	X42	(8)(9)	60	42	
...	API 5L	S-1	X46	(8)(9)	63	46	
...	API 5L	S-1	X52	(8)(9)	66	52	
...	API 5L	S-1	X56	(8)(9)(10)	71	56	
...	API 5L	S-1	X60	(8)(9)(10)	75	60	
...	API 5L	S-1	X65	(8)(9)(10)	77	65	
...	API 5L	S-1	X70	(8)(9)(10)	82	70	
...	API 5L	S-1	X80	(8)(9)(10)	90	80	

Tabla 3.3 Esfuerzo permisible a la máxima temperatura

TABLE K-1
ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS FOR CHAPTER IX^{1-6, 10}
 Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix K Tables; Specifications are ASTM Unless Otherwise Indicated

Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding								Type or Grade	Spec. No.
100	200	300	400	500	600	650	700		
Carbon Steel Pipes and Tubes (17)									
23.3	21.3	20.7	20.0	18.9	17.3	16.9	16.8	{ B B 6 6 B	A 53
									A 106
									A 333
									A 334
									API 5L
24.7	22.5	21.9	21.1	20.0	18.3	17.9	17.8	A-1	A 210
26.7	24.3	22.9	23.7	21.6	19.7	19.4	19.2	C	A 106
									A 210
28.0	20.0	20.0	20.0	X42	API 5L
30.7	21.0	21.0	21.0	X46	API 5L
34.7	22.0	22.0	22.0	X52	API 5L
37.3	23.7	23.7	23.7	X56	API 5L
40.0	25.0	25.0	25.0	X60	API 5L
43.3	X65	API 5L
46.7	X70	API 5L
53.3	X80	API 5L

Tabla 3.4 Esfuerzo permisible a la máxima temperatura

TABLE 302.3.5
STRESS-RANGE REDUCTION FACTORS, *f*

Cycles, <i>N</i>	Factor, <i>f</i>
7,000 and less	1.0
Over 7,000 to 14,000	0.9
Over 14,000 to 22,000	0.8
Over 22,000 to 45,000	0.7
Over 45,000 to 100,000	0.6
Over 100,000 to 200,000	0.5
Over 200,000 to 700,000	0.4
Over 700,000 to 2,000,000	0.3

Tabla 3.5 Factor de reducción de esfuerzos

El factor de vida (f) que reduce el esfuerzo permisible de acuerdo al número de ciclos de vida, es determinado por pruebas de fatiga a la temperatura ambiente, en tubos de acero al carbono, teniendo como límite más bajo 0.5. Todo diseño está basado en el rango de esfuerzo que sufre el componente más crítico del sistema, así como establecer su factor de intensificación de esfuerzos. La ecuación:

$$S_a = 1.25 S_c + 0.25 S_h$$

Esta dada para una vida mínima de 7,000 ciclos de operación sin que ocurra falla alguna (rotura o fatiga).

3.2 Esfuerzos en un sistema de tuberías

3.2.1 Esfuerzo combinado por expansión térmica.- El código ASME da las siguientes formula, para evaluar el máximo esfuerzo combinado debido a la expansión térmica.

$$S_e = \sigma_b^2 + 4\sigma_t^2$$

Donde:

S_e : máximo esfuerzo combinado $\leq S_a$ debido a expansión térmica.

σ_b : Esfuerzo longitudinal debido a la flexión por expansión térmica

σ_t : Esfuerzo de torsión, debido a la expansión térmica (solamente en sistemas multiplanares)

Además:

$$\sigma_b = \frac{M_b \cdot i}{z}$$

$$\sigma_t = \frac{M_t}{2z}$$

Donde:

M_b = momento de flexión resultante

M_t = momento de torsión resultante

z = módulo de sección de la tubería

i = factor de intensificación de esfuerzo

3.2.2 Esfuerzos debidos a otras causas

De las diferentes cargas actuantes en el sistema (excepto la térmica), generalmente tiene mayor influencia la carga por presión interna.

a) Esfuerzos debidos a la presión. - Normalmente se conoce la presión de operación normal al fluido en el sistema pero el código permite una sobrepresión para periodos de corta duración. Para determinar la presión de diseño hay que tener presente las diversas condiciones de operación más críticas que tendrá el sistema y anticipar, las sobrecargas que pueden ser debido a diferentes circunstancias, como por ejemplo: pulsaciones causadas por bombas reciprocantes o desbalanceo de bombas centrífugas o compresoras. Por vaporización del líquido debido a un incendio o autoencendido o cualquier otro tipo de sobrecalentamiento en un sistema cerrado o por un inadecuado dispositivo de desahogo, etc.

El código ASME B31.3 calcula el espesor mínimo requerido por la tubería según:

Para espesores menores a $D/6$ tenemos:

$$t = \frac{P * D}{2(SE + Py)} \quad \text{entonces} \quad S = \frac{PD}{2t} - 0.4P$$

Donde:

P : Presión interna Pa.

D : Diámetro exterior m

S : Esfuerzo permisible por presión interna Pa

E : factor por soldadura (sin costura igual a 1)

y : constante (Tabla 3.6)

**VALUES OF COEFFICIENT Y
FOR $t < D/6$**

Materials	Temperature, °C (°F)					
	≤ 482 (900 & Lower)	510 (950)	538 (1000)	566 (1050)	593 (1100)	≥ 621 (1150 & Up)
Ferritic steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Other ductile metals	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
Cast iron	0.0

Tabla 3.6 Constante y

b) Esfuerzos debido a cargas dinámicas.- Las cargas dinámicas o por choque, necesitan consideración especial, porque la adición de esfuerzos que puede introducir en la zona de aplicación y su influencia a que el punto de fluencia del material pueda ser alcanzado por la acción de una carga rápida. Este fenómeno de fluencia localizada en la zona de concentración de esfuerzo bajo tales condiciones, puede originar que ocurra una fractura rápidamente. Las cargas dinámicas más significativas que intervienen en sistemas de tuberías, pueden ser enlistadas como sigue:

Terremoto.- Las aceleraciones asociadas con el temblor, son generalmente del orden de 1 a 8 pies/seg² representado cerca del 3% al 25% de la aceleración de gravedad. El diseño por terremoto es comúnmente elevado, aplicando una fuerza horizontal en el centro de gravedad de la estructura. Siendo esta fuerza del orden del 10% la 20% del peso de la estructura, dependiendo este porcentaje de la máxima aceleración registrada en el lugar geográfico donde se instalara el sistema de tubería.

Se puede realizar un análisis completo de los esfuerzos causados por cargas de terremoto o sino hacer un análisis simplificado, en ambos casos el análisis va guiado al establecimiento de amortiguadores sísmicos.

Viento.- Para analizar los efectos del viento, se puede asumir que produce una carga uniforme sobre cada miembro de tubería, sobre un plano perpendicular a la dirección del viento distribuido en forma uniforme sobre el área proyectada del miembro, pero solamente para

aquellos vientos que son perpendiculares a la dirección del viento. La carga está en función de la máxima velocidad del viento registrada en la región de instalación del sistema de tubería.

c) Esfuerzos debido a cargas estáticas.- Las cargas estáticas en sistemas de tuberías, podemos dividir las en cargas vivas y cargas muertas.

Cargas vivas: Entre las cargas vivas, tenemos el peso del fluido transportado, nieve y hielo entre las principales.

Cargas muertas: Las cargas muertas se deben al peso del sistema de tubería, peso de aislamiento y otras cargas permanentes como son los accesorios.

3.3 Métodos para el análisis de flexibilidad

Para el diseño de sistemas de tuberías, se requiere sumo cuidado al elegir si emplear un análisis simplificado o analítico, de acuerdo a la calidad del cálculo que se requiera y condiciones de diseño del sistema. Existe una gama de métodos, los que en su mayoría solamente hacen un análisis específico de esfuerzos y reacciones, que son de un determinado tipo de carga. Cuando un sistema de tubería soporta diferentes tipos de carga, es más adecuado analizar cada una en forma independiente y determinar los esfuerzos que producen, escogiendo los métodos más recomendados para cada caso específico de condiciones de diseño y servicio y luego superponer los efectos de todas las cargas. En el cálculo en general, se presentan dos situaciones extremas: uno es el que surge de la nueva comparación de las pruebas que se realizan

en servicio o modelos y el otro, el que surge del cálculo tedioso, largo y complejo, lo que eleva el costo de ingeniería.

Los diversos métodos de aproximación, no son del todo confiables, ya que la exactitud depende principalmente de la habilidad y experiencia del que emplea dicho método.

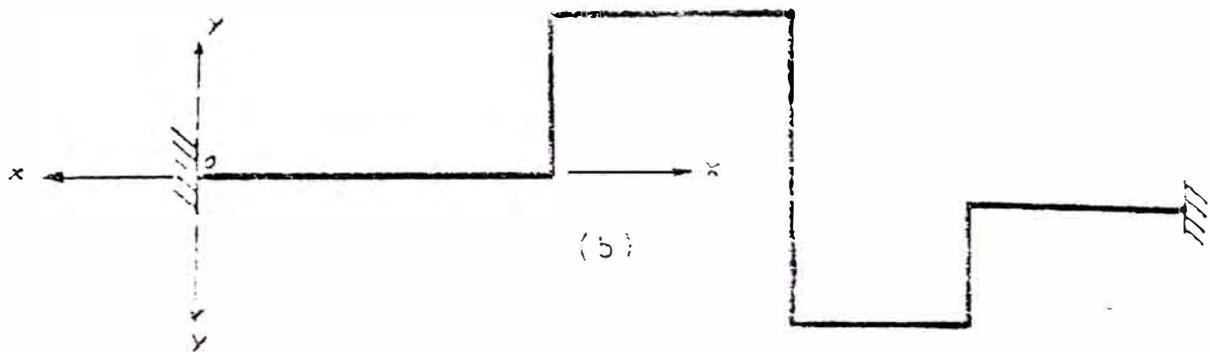
Los Métodos Simplificados de Análisis por Flexibilidad se basan principalmente en asunciones o deducciones simplificadas, los cuales los podemos catalogar de acuerdo a su aplicación en 4 tipos, que son:

1) Primer Método.- es el método de aproximación que trata solamente sobre tuberías de simple configuración, o sea sistemas de solo 2, 3 ó 4 miembros con dos terminales fijos, teniendo una disposición geométrica con esquinas en ángulo recto, y su solución siempre se obtiene con la utilización de cartas y tablas, pero sólo muestra soluciones a distribuciones geométricas ya concebidas. Los métodos aproximados que caen dentro de esta categoría, tienen un alcance limitado en su aplicación directa, pero pueden ser usados como guía para la solución de problemas complejos, haciendo una subdivisión del sistema en partes que se asemejen a casos anteriormente resueltos. No obstante, el análisis de poca experiencia debe ser cuidadoso de no extenderse a estas soluciones más allá de las restricciones que le permite la geometría del sistema.



Figura 3.1 Primer método

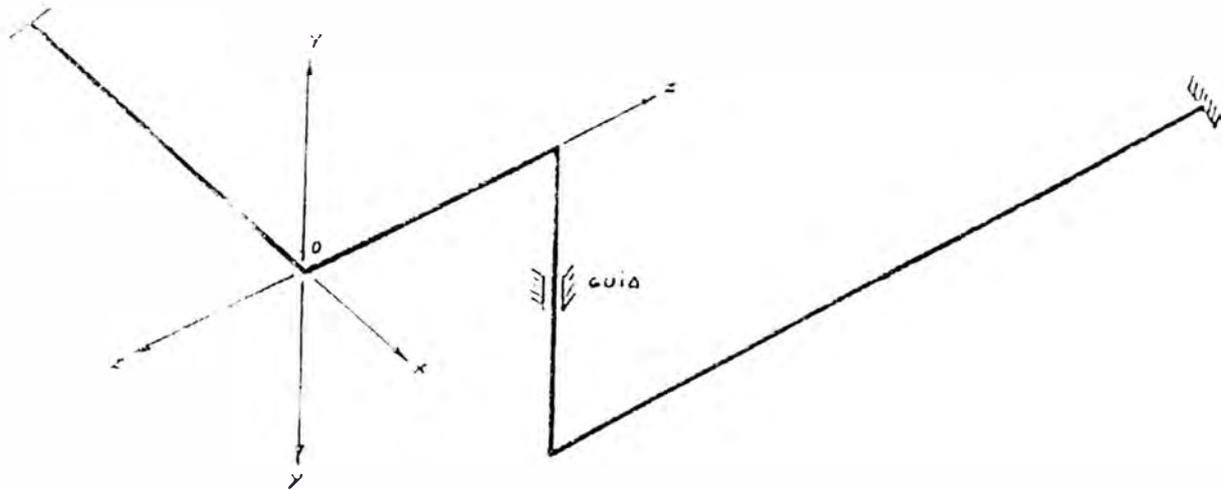
2) **Segundo Método.**- restringido netamente a configuraciones que solo considera los cambios de dirección de la tubería en ángulo recto (igual al caso anterior) y el sistema en un solo plano con dos terminales pero sin ninguna restricción respecto al número de miembros de tubería.



Sistema de tuberías en el plano

Figura 3.2 Segundo método

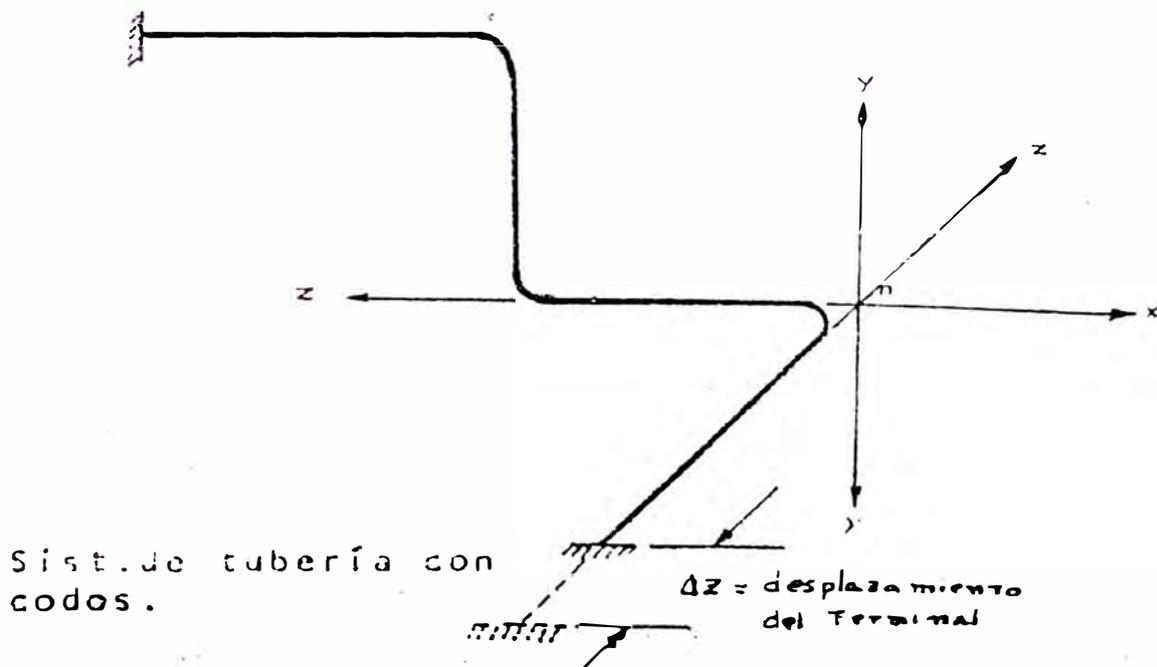
3) **Tercer Método.**- que se adapta a configuraciones en el espacio, con esquinas en ángulo recto, con dos terminales, y en algunos casos, con restricciones intermedias,



Sist. de tubería en el espacio, con restricción intermedia.

Figura 3.3 Tercer método

4) **Cuarto Método.**- es la extensión o consecuencia de los métodos anteriores y nos proporciona solución para el caso de tuberías curvas, mediante factores de corrección.



Sist. de tubería con codos.

$\Delta Z =$ desplazamiento del Terminal

Figura 3.4 Cuarto método

3.4 Análisis de Flexibilidad por Computadora

Existen programas disponibles para ejecutar análisis detallados de los esfuerzos en sistemas de tuberías con muchas ramificaciones. Mediante estos programas se puede determinar:

- a) Esfuerzos por carga sostenida, expansión térmica y operacional en la tubería
- b) Esfuerzos y reacciones en boquillas de equipos rotativos y recipientes a presión, según norma
- c) Modelaje y selección de soportes
- d) Cálculo de desplazamientos y deflexiones en las tuberías
- e) Análisis y resultados por medio de normas para el diseño.

A diferencia de los métodos simplificados, este programa de computación puede ejecutar el análisis de esfuerzos y cargas aplicadas en la tubería de una forma precisa, siendo la única limitación, el espacio para almacenamiento disponible en el computador. Estos componentes pueden tener cualquier orientación en el espacio. Las cargas pueden resultar de la expansión térmica, movimientos en los anclajes, peso uniforme de la tubería y su contenido, restricciones externas que incluyen fuerzas o momentos aplicados, deflexiones y rotaciones. Los problemas que incluyan apoyos con restricciones parciales así como extremos libres, pueden ser resueltos.

3.5 Vibraciones en sistemas de tuberías

Cualquier sistema de tuberías conectado a equipo con flujo pulsante, tales como compresores y bombas alternativas, pueden dar lugar a la aparición de

vibraciones en la línea, las cuales pueden ser transmitidas a otras tuberías, estructuras y cimentaciones. Las fuerzas que pueden aparecer pueden llegar a ser tan grandes que podrían producir la rotura de la tubería o equipo. Un compresor alternativo es una fuente de excitación periódica a una frecuencia (cps, ciclos por seg.) igual al rps (revoluciones por seg.) del equipo multiplicado por el número de cilindros (doble acción). Si esta frecuencia es próxima a la frecuencia natural del sistema conectado al compresor, aparecerá una fuerte vibración en el sistema con grandes presiones cíclicas, debido a que el sistema ha entrado en resonancia. El cálculo de la frecuencia natural de un sistema puede ser hecho, aunque en algunos casos, poco menos que imposible de determinar. La resonancia de un sistema puede ser evitada a menudo por una situación correcta de anclajes y soportes elásticos, en caso de que el sistema parezca problemático, se pueden poner amortiguadores de vibraciones en aquellos puntos que se crean convenientes.

CAPITULO IV
DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERIAS

4.1 Propiedades del sistema

a) *Condiciones del Fluido*

Densidad	:	1500 kg/m ³
Temperatura	:	100 °C
Presión de Operación	:	1500 psi
Viscosidad	:	6000 – 10000 cp

b) *Material de la tubería*

Tubo ASTM A106 grado B SCH 80 de 2.5" de diámetro nominal:

Diámetro Exterior	:	2.875"
Espesor de pared	:	0.276"

Tubo ASTM A106 grado B SCH 80 de 1" de diámetro nominal:

Diámetro exterior	:	1.315"
Espesor de pared	:	0.179"

c) ***Propiedades Mecánicas***

Esfuerzo de Fluencia	35 kpsi
Esfuerzo de rotura	60 kpsi
Esfuerzo Permisible	21.3 kpsi a 200 °F
Modulo de elasticidad	28.8 Mpsi (198576 Mpa) a 200 °F
Coefficiente de Expansión	11.45 e-6 m/m-°C a 200 °F
Modulo de poisson	0.3
Densidad	7840 kg/m3
Modulo de Corte	$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$

d) ***Características de la Bomba reciprocante***

Marca	:	URACA
Velocidad	:	Max 85 RPM
# Cilindros	:	3
Frecuencia	:	4.25 Hz

4.2 Cálculo de esfuerzo permisible

Para condiciones de alta temperatura ***El Límite de Esfuerzo permisible Sa*** para una vida mínima de 7,000 ciclos de operación sin que ocurra falla alguna (rotura o fatiga), esta dada por:

$$Sa = (1.25Sc + 0.25Sh)$$

Sc : Esfuerzo permisible a temperatura mínima

Sh : Esfuerzo permisible a temperatura máxima

$$Sa = (1.25*22.3 + 0.25*21.3) \text{ kpsi}$$

$$S_a = 33.2 \text{ kpsi} = 228.905 \text{ Mpa}$$

4.3 Esfuerzo debido a la presión interna

Para espesores menores a $D/6$ tenemos:

$$t = \frac{P * D}{2(SE + Py)} \quad \text{Entonces} \quad S = \frac{PD}{2t} - 0.4P$$

Donde:

P : Presión interna (Pa)

D : Diámetro exterior (m)

S : Esfuerzo permisible por presión interna (Pa)

E : factor por soldadura (= 1 es sin costura)

y : constante = 0.4 para acero ferritico

El máximo esfuerzo soportado por la tubería de 2 ½” debido a la presión es:

$$S = 49.73 \text{ Mpa}$$

Comparando con el esfuerzo permisible para la tubería calculado S_a , que es 228.905 MPa, podemos darnos cuenta que los esfuerzos por presión en la tubería, no son muy relevantes en el sistema. Para la tubería de 1” el esfuerzo por presión resulta ser menor que la tubería de 2 ½”.

4.4 Análisis de flexibilidad mediante software

4.4.1 Cálculo de la gravedad aparente

Para la simulación del sistema será necesario el cálculo de la gravedad aparente, para ello se consideraran cargas estáticas y dinámicas adicionales.

Cargas estáticas

- PESO DE TUBERÍAS

Para A106 grado B SCH 80 de diámetro nominal de 2 ½" : 11.41 kg/m

- PESO DEL AISLAMIENTO

Para lana de vidrio de 1" de espesor (22 kg/m³) : 0.18 kg/m

- PESO DEL FLUIDO

Densidad de la pasta = 1500 kg/m³ : 4.10 kg/m

Cargas dinámicas

Movimientos sísmicos = 15% de la masa total por metro lineal de tubería =
2.35 kg/m (el 15% de 11.41 + 0.18 + 4.1)

TOTAL : 18.04 kg/m

Para considerar el peso adicional la gravedad 9.81 m/s² será multiplicada por 1.581 (de la división de 18.04/11.41)

Gravedad aparente para el Modelo 15.51 m/s²

4.4.2 Consideración de temperatura

La temperatura máxima del sistema de tuberías es 100°C , esta carga la simula el Software añadiendo solo la temperatura de operación del sistema.

4.4.3. Cálculo de los Modos de vibración del sistema de tuberías

El software proporcionará los modos de vibración automáticamente, ya que estos están en función, de la geometría de la tubería y la ubicación de los apoyos.

4.5 Resultados de los modelos inicial y final

4.5.1 Sistema de tuberías inicial

La simulación del primer modelo se realizó ubicando los apoyos que se encontraron en el sistema actual. (Figura 4.1)

APOYOS INICIALES

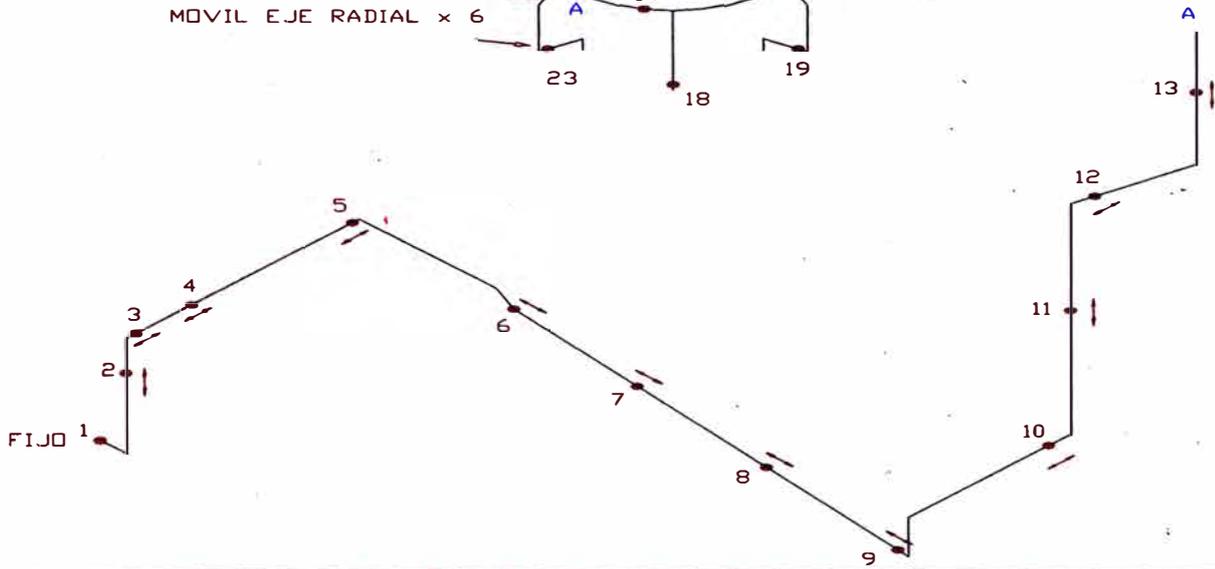
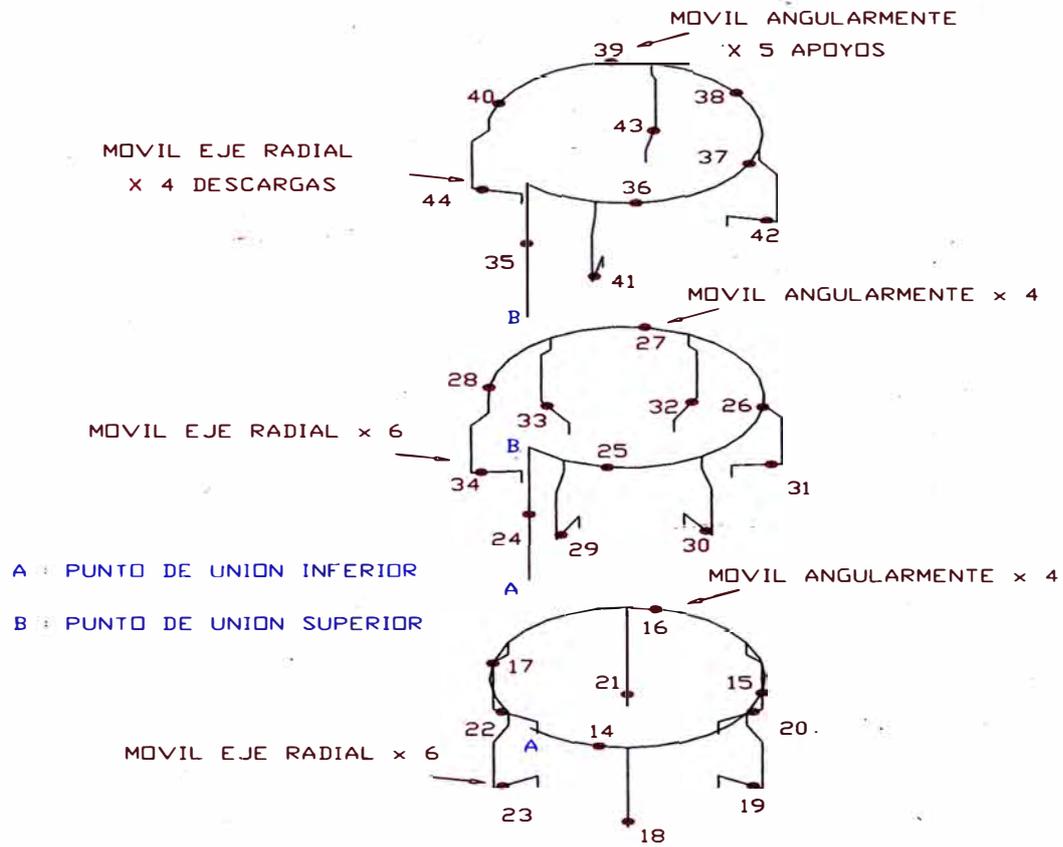


Figura 4.1 Sistema inicial

a) *Fuerzas en los apoyos iniciales*

En la tabla 4.1 se muestra las cargas en los diferentes apoyos.

USANDO APOYOS INICIALES						
APOYOS	FUERZAS (N)			MOMENTOS (N x m)		
	Fx	Fy	Fz	Rx	Ry	Rz
1	1,382.09	295.19	10,398.10	-31.55	-3,481.09	132.51
2	-2,275.60	1,227.60	0.00	0	0	0
3	969.91	0.00	-11,542.70	0	0	0
4	21.39	0.00	1,223.11	0	0	0
5	61.13	0.00	-79.35	0	0	0
6	0.00	289.51	3.36	0	0	0
7	0.00	526.47	-7.46	0	0	0
8	0.00	518.97	22.24	0	0	0
9	0.00	1,363.24	-14.79	0	0	0
10	-254.84	0.00	4,061.30	0	0	0
11	309.50	777.70	0.00	0	0	0
12	-88.53	0.00	-4,121.54	0	0	0
13	-464.52	150.92	0.00	0	0	0
14	1,498.79	963.37	-1,941.68	0	0	0
15	-875.20	-699.93	-3,756.82	0	0	0
16	954.16	977.67	-3,810.44	0	0	0
17	610.84	514.47	-2,855.85	0	0	0
18	-343.82	538.65	2,272.02	0	0	0
19	-515.24	690.21	2,637.99	0	0	0
20	-159.00	170.78	2,082.90	0	0	0
21	-7.63	7.31	2,839.40	0	0	0
22	-102.81	112.29	1,453.45	0	0	0
23	-467.07	670.87	1,236.40	0	0	0
24	-814.56	452.34	0.00	0	0	0
25	2,634.87	1,694.77	-708.52	0	0	0
26	-1,474.86	-1,196.86	-550.59	0	0	0
27	967.44	994.19	-789.49	0	0	0
28	135.84	112.34	-856.47	0	0	0
29	-48.14	75.25	239.25	0	0	0
30	-96.44	141.35	476.37	0	0	0
31	-96.71	114.53	440.54	0	0	0
32	-88.67	87.36	497.70	0	0	0
33	-73.17	72.70	299.09	0	0	0
34	-85.31	108.84	726.04	0	0	0
35	-2,094.92	1,165.11	0.00	0	0	0
36	2,094.05	1,360.86	-30.88	0	0	0
37	-1,385.36	-1,056.98	-137.62	0	0	0
38	-621.49	-584.01	-432.14	0	0	0

39	953.50	981.95	-542.70	0	0	0
40	297.61	265.34	-538.59	0	0	0
41	-81.14	127.94	244.97	0	0	0
42	-140.66	176.08	412.86	0	0	0
43	-122.84	118.53	602.29	0	0	0
44	-112.63	133.51	548.31	0	0	0

Tabla 4.1 Fuerza en los apoyos iniciales

Las fuerzas máximas se encuentran en el apoyo número 1, en este apoyo se encuentra la brida de descarga de la bomba reciprocante, si comparamos con las fuerzas permitidas por la bomba estamos por encima de este límite. (Tabla 4.2)

CARGAS EN LA BRIDA		
	MODELO	PERMITIDO
Fx	1,382.09	7,200.00
Fy	295.19	3,600.00
Fz	10,398.10	3,600.00
Rx	-31.55	900.00
Ry	-3,481.09	530.00
Rz	132.51	530.00

Tabla 4.2 Comparación de cargas en la brida de descarga

Principalmente este es uno de los motivos la cual se rediseñara la ubicación de los apoyos.

b) *Deformaciones en el sistema inicial*

La mayor deformación se da en la parte superior igual a 16.9 mm a la altura del apoyo 36 y 37. (Figura 4.2 y 4.3)

V: Untitled
L: Combined Set
C: apoyos

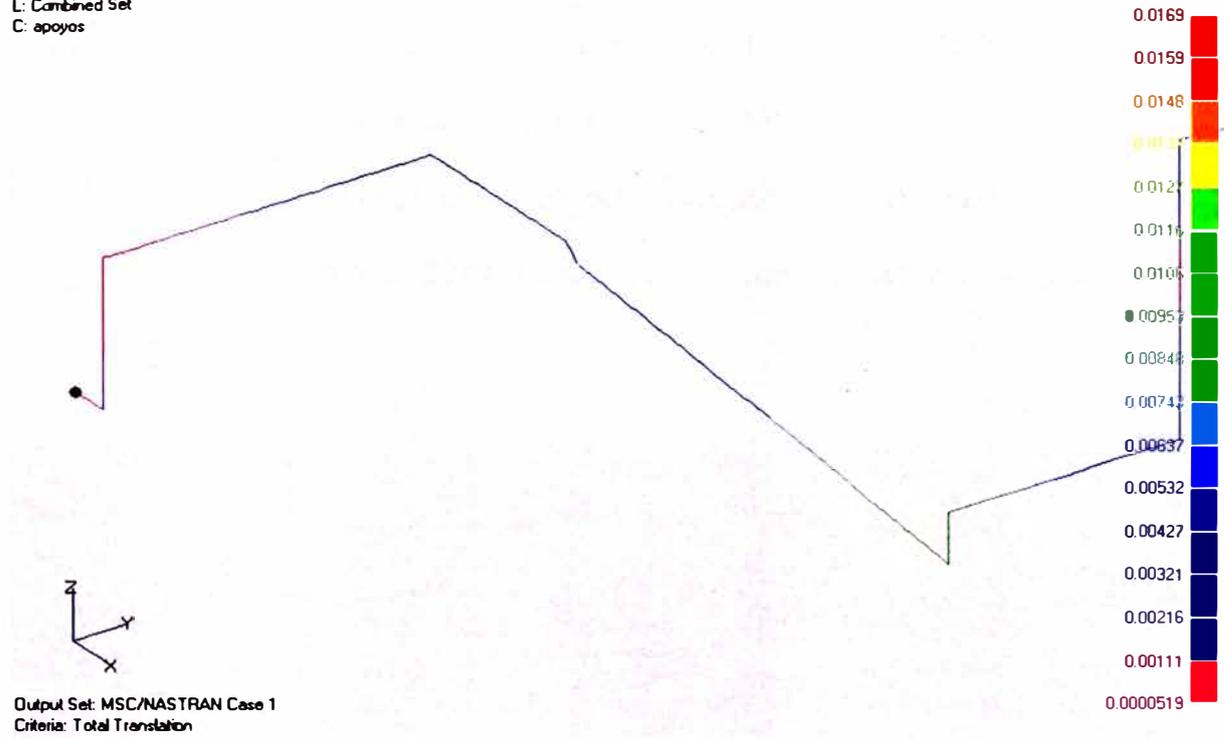


Figura 4.2 Desplazamiento en metros

V: Untitled
L: Combined Set
C: apoyos

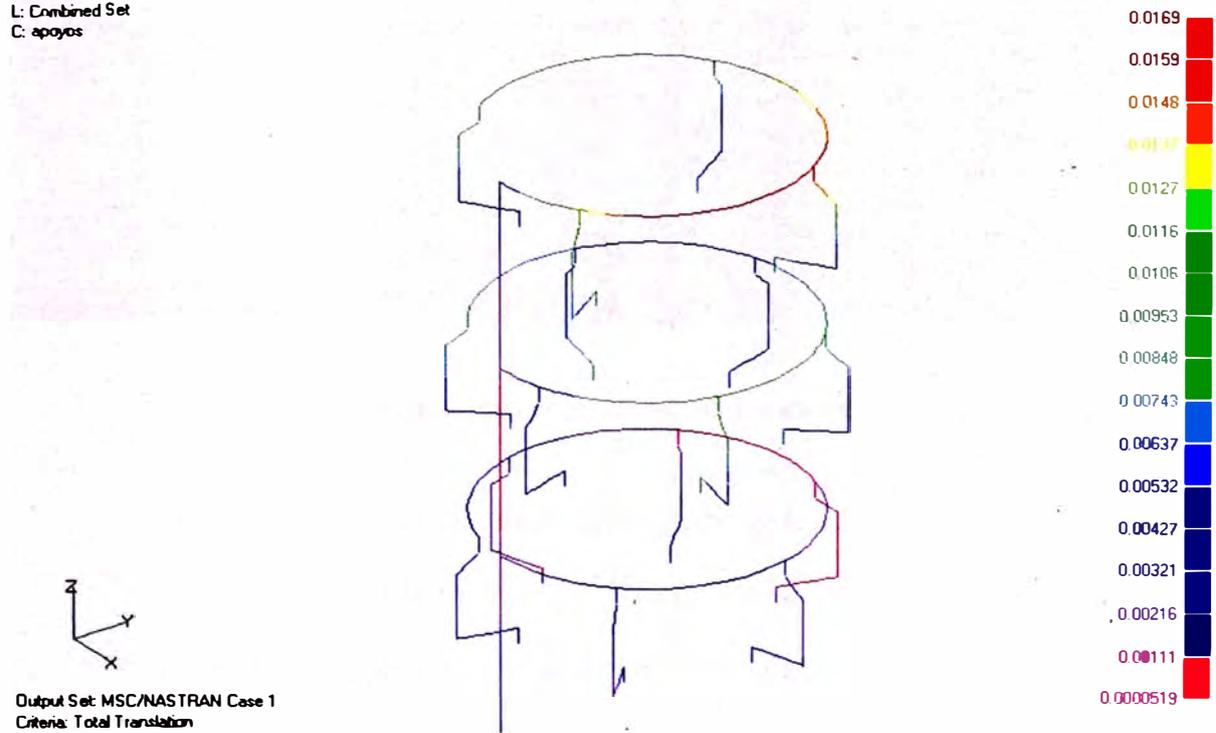


Figura 4.3 Desplazamiento en metros

c) ***Esfuerzos combinados en el sistema inicial***

El mayor esfuerzo que soporta el sistema es en el punto de la Brida de descarga siendo igual a 157.78 MPa. (Figura 4.4)

Calculando el factor de seguridad con el máximo esfuerzo permisible que es 228.9 Mpa estamos con un factor de seguridad de 1.45

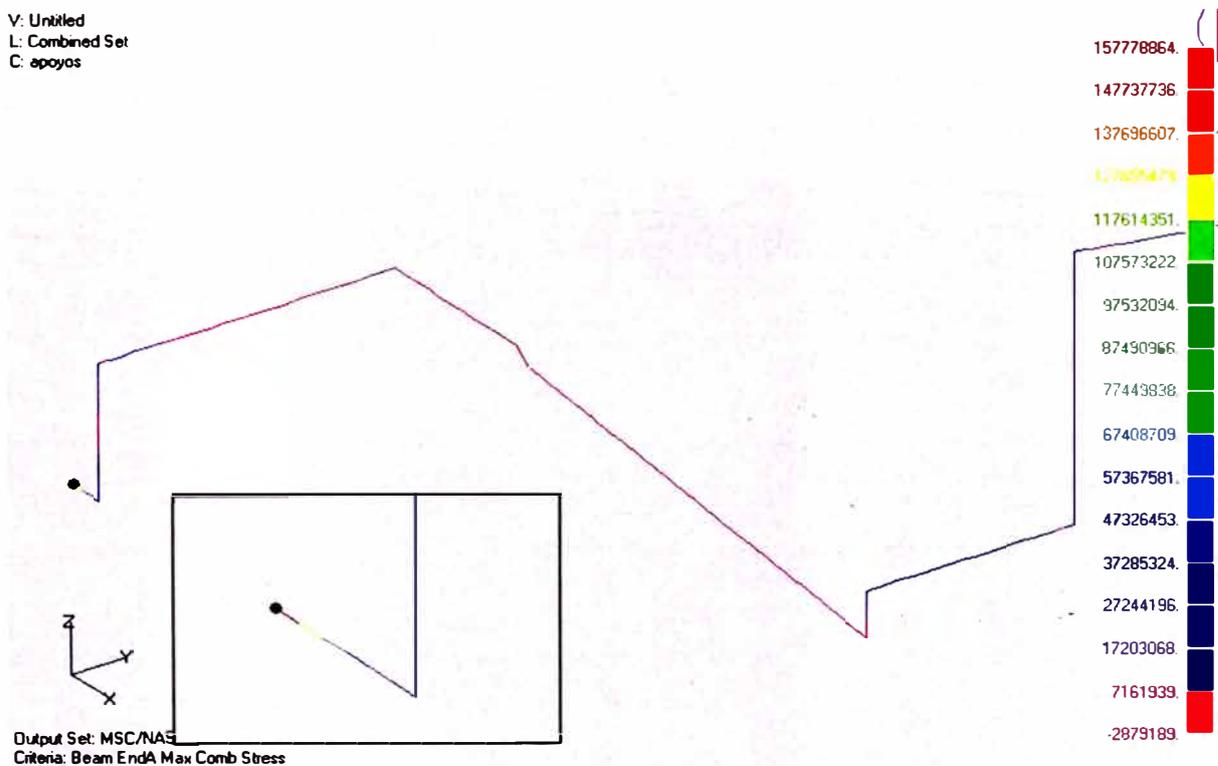


Figura 4.4 Esfuerzos combinados en Pa.

d) ***Modos de vibración de sistema inicial***

Para cada modo de vibración existe una deformación máxima cuando el sistema se encuentra en resonancia

Mode 1 : 4.75 Hz (Figura 4.5)

Mode 2 : 5.80 Hz (Figura 4.6)

Mode 3 : 7.38 Hz (Figura 4.7)

Mode 4 : 7.47 Hz (Figura 4.8)

Comparando con la frecuencia de excitación de la bomba reciprocante que es 4.25 Hz estamos casi cerca del Modo 1, siendo la deformación máxima de 10.6 cm en este modo., reubicando los apoyos y eliminando algunos innecesarios aumentaremos las frecuencias modales del sistema.

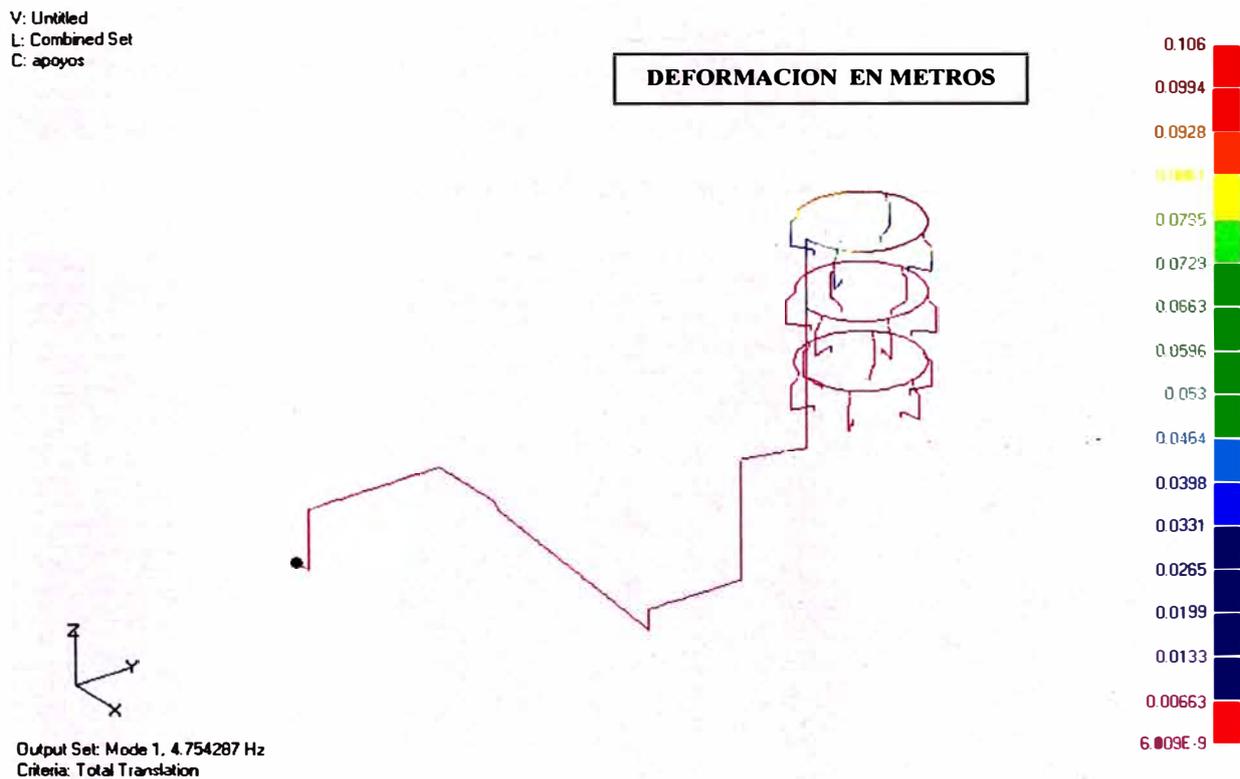


Figura 4.5 Modo de vibración 1 – 4.75 Hz

V: Untitled
 L: Combined Set
 C: apoyos

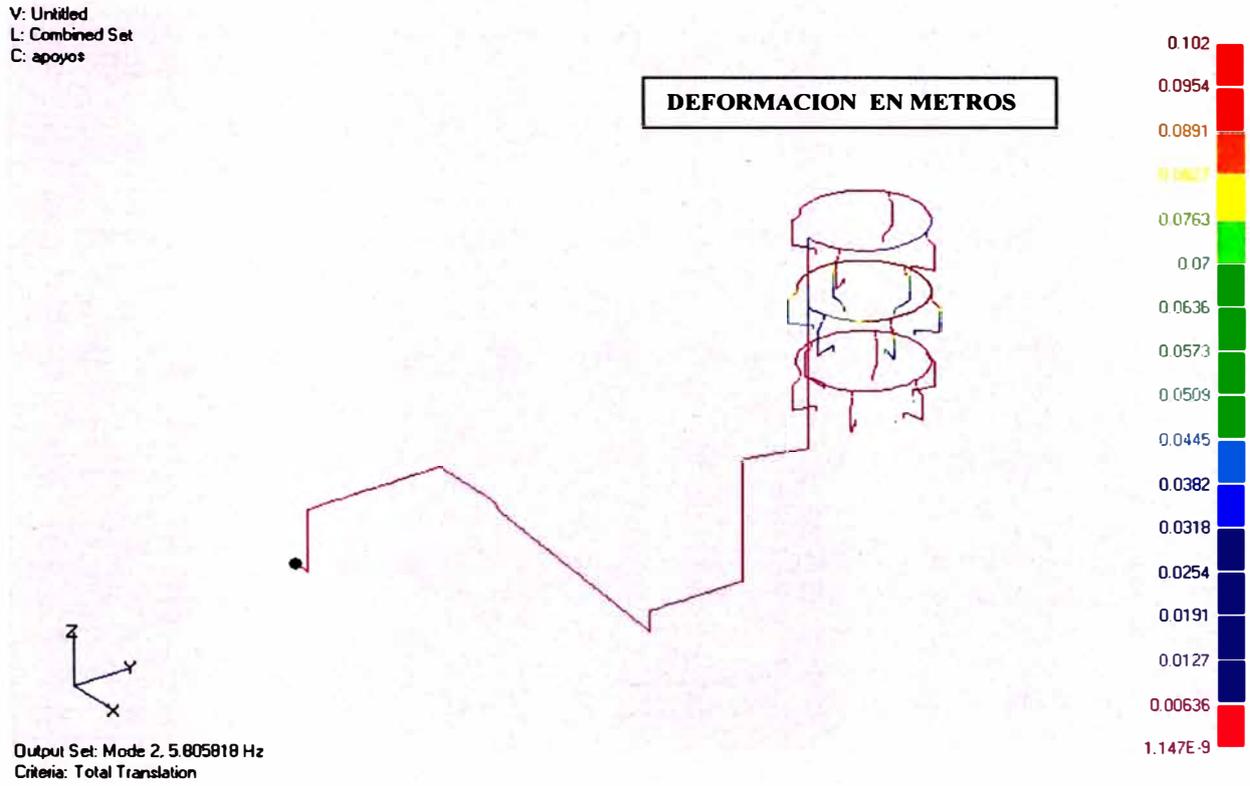


Figura 4.6 Modo de vibración 2 – 5.80 Hz

V: Untitled
 L: Combined Set
 C: apoyos

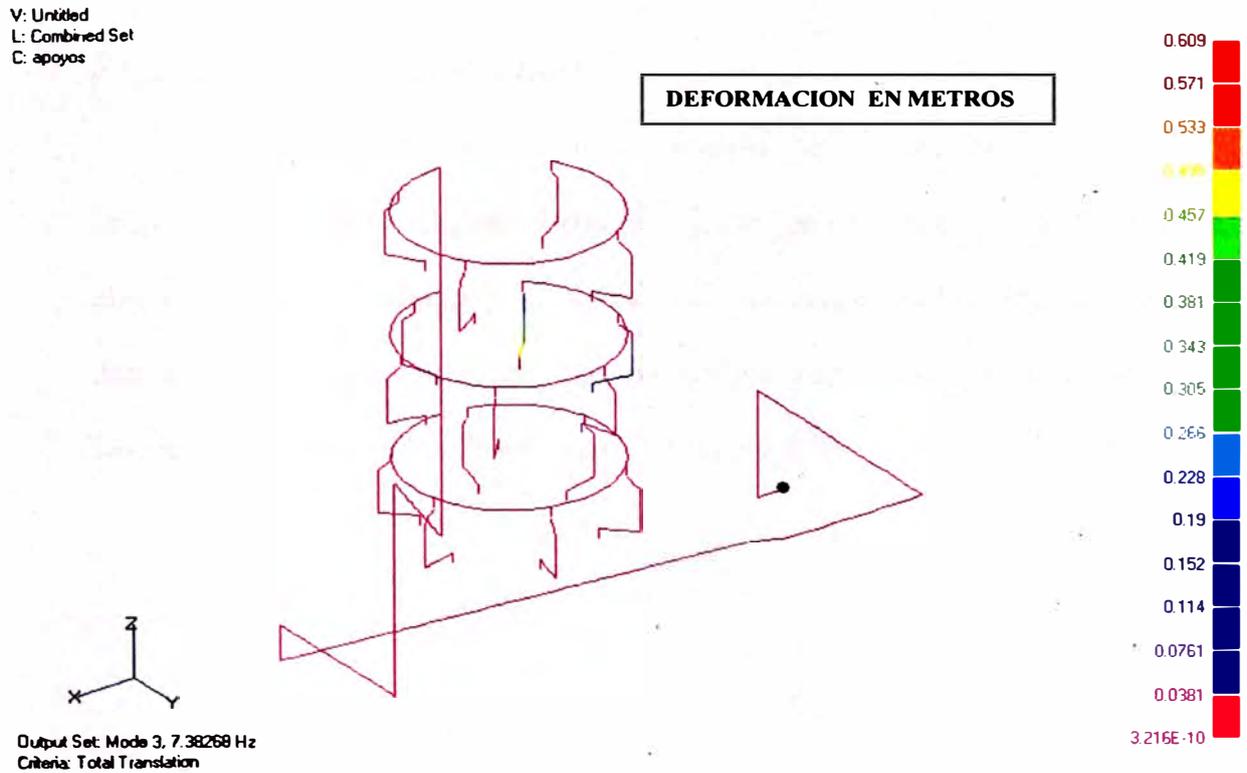


Figura 4.7 Modo de vibración 3 – 7.38 Hz

V: Untitled
L: Combined Set
C: apoyos

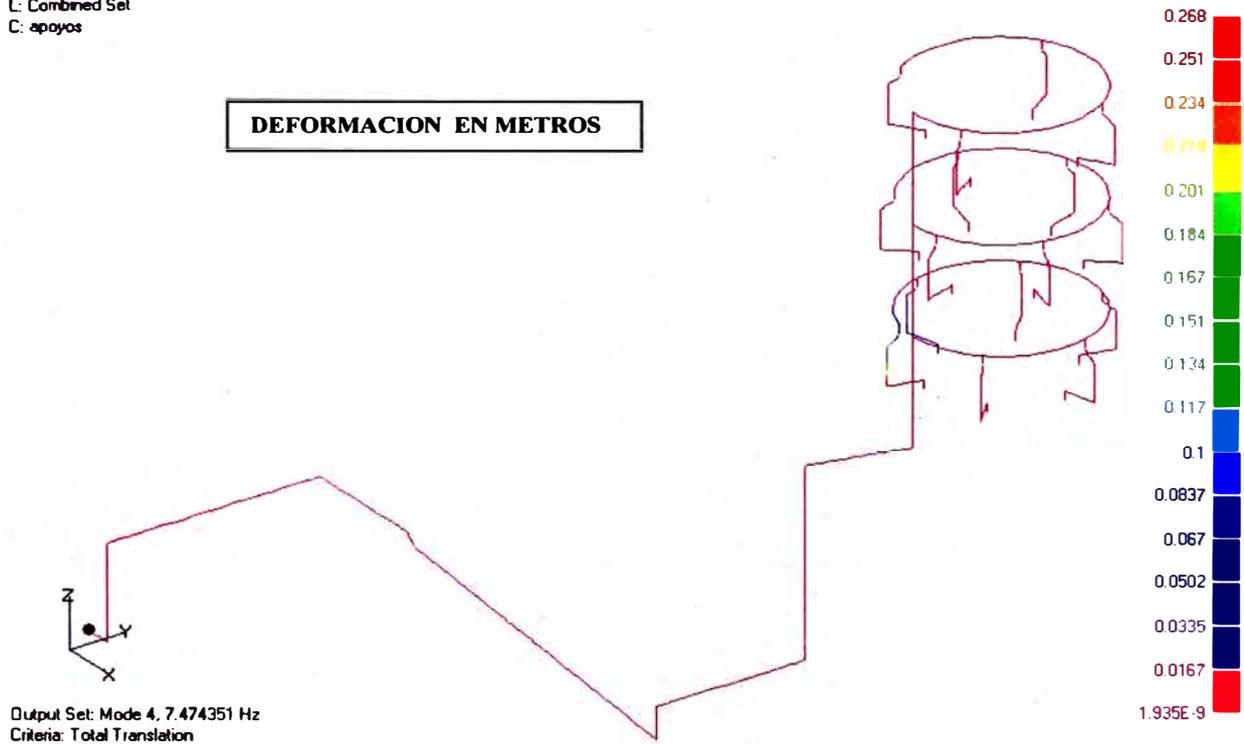


Figura 4.8 Modo de vibración 4 – 7.47 Hz

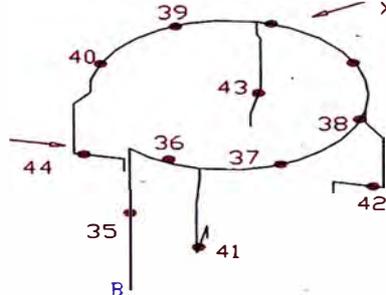
4.5.2 Sistema de tuberías final

La simulación del segundo modelo se realizó con los apoyos propuestos para el sistema. Principalmente los cambios que se hicieron es eliminar el apoyo número 3, para disminuir las cargas en la brida de descarga. Así como aumentar soportes en los anillos superiores, para aumentar la frecuencia de los modos de vibración. (Figura 4.9)

APOYOS PROPUESTOS

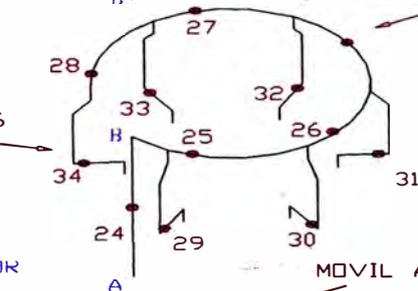
AGREGAR DOS APOYOS
REORGANIZAR APOYOS
MOVIL ANGULARMENTE
X 7 APOYOS

MOVIL EJE RADIAL
X 4 DESCARGAS



MOVIL ANGULARMENTE X 5
AGREGAR UN APOYO
REORGANIZAR APOYOS

MOVIL EJE RADIAL x 6

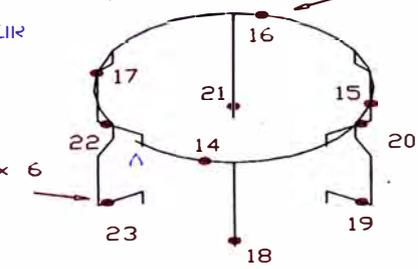


A = PUNTO DE UNION INFERIOR

B = PUNTO DE UNION SUPERIOR

MOVIL ANGULARMENTE x 4

MOVIL EJE RADIAL x 6



ELIMINAR APOYO 3

FIJO 1

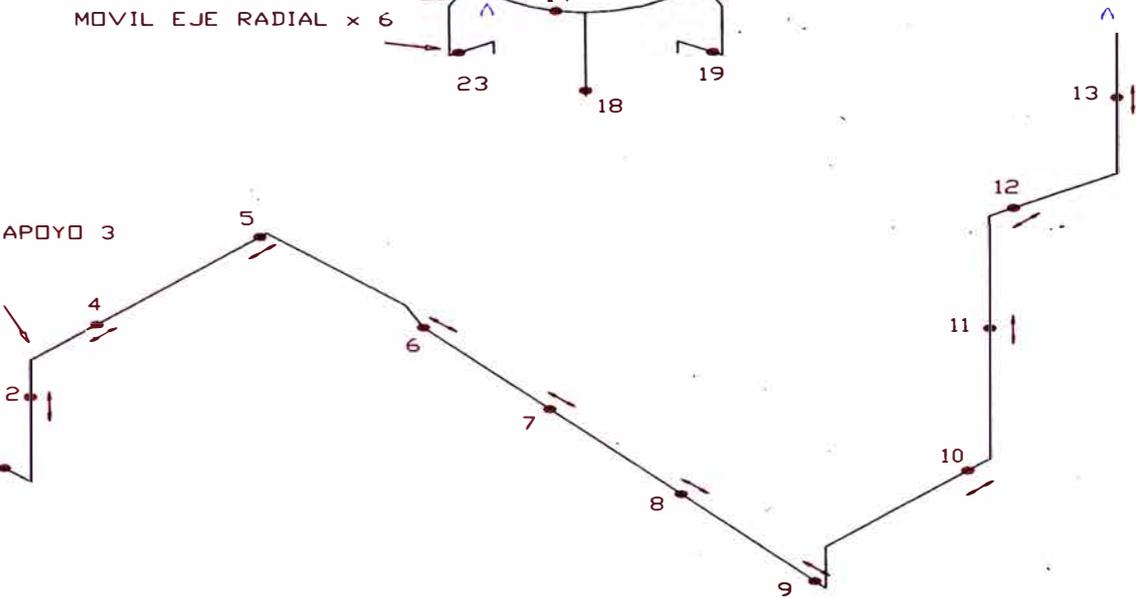


Figura 4.9 Sistema propuesto

a) **Fuerzas en los apoyos propuestos**

En la tabla 4.3 se muestra las cargas en los diferentes apoyos. los mas importantes.

USANDO APOYOS PROPUESTOS						
APOYOS	FUERZAS (N)			MOMENTOS (N x m)		
	Fx	Fy	Fz	Rx	Ry	Rz
1	141.56	95.75	658.26	13.61	-166.18	35.74
2	-226.34	1412.25	0	0	0	0
4	185.97	0	-722.43	0	0	0
5	53.00	0	70.11	0	0	0
6	0	318.78	-8.88	0	0	0
7	0	507.57	-0.59	0	0	0
8	0	530.07	19.93	0	0	0
9	0	1298.68	-11.32	0	0	0
10	-251.44	0	3749.98	0	0	0
11	336.55	990.66	0	0	0	0
12	-68.08	0	-3492.57	0	0	0
13	-899.94	-20.15	0	0	0	0

Tabla 4.3 Fuerza en los apoyos propuestos

Las fuerzas en el apoyo numero 1 que es en la brida de descarga han disminuido considerablemente con respecto al primer modelo, estando dentro del limite permitido por la bomba reciprocante. (Tabla 4.4)

CARGAS EN LA BRIDA		
	MODELO	PERMITIDO
Fx	141.56	7,200.00
Fy	95.75	3,600.00
Fz	658.26	3,600.00
Rx	13.61	900.00
Ry	-166.18	530.00
Rz	35.74	530.00

Tabla 4.4 Comparación de cargas en la brida de descarga

b) Deformaciones en el sistema propuesto

La mayor deformación se da en la parte superior igual a 13.4 mm a la altura del apoyo 36 y 37. (Figura 4.10 y 4.11)

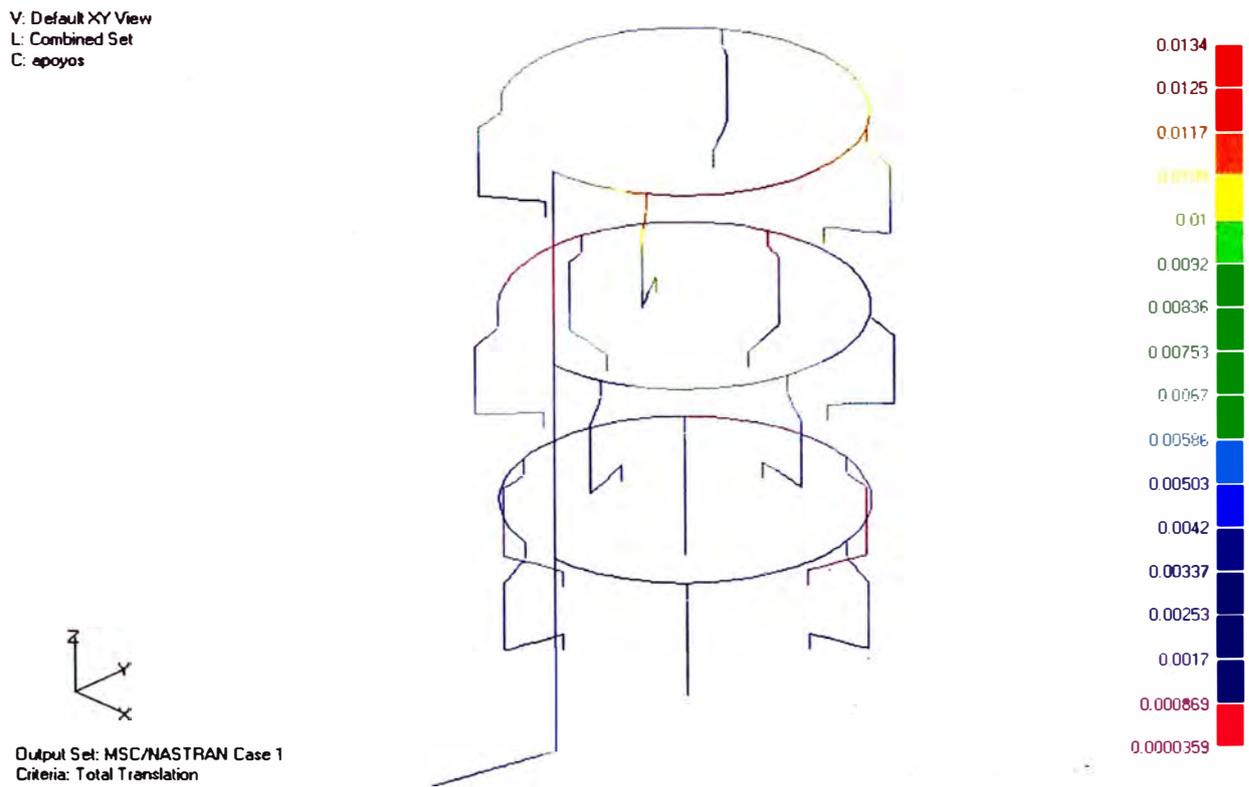


Figura 4.10 Desplazamiento en metros

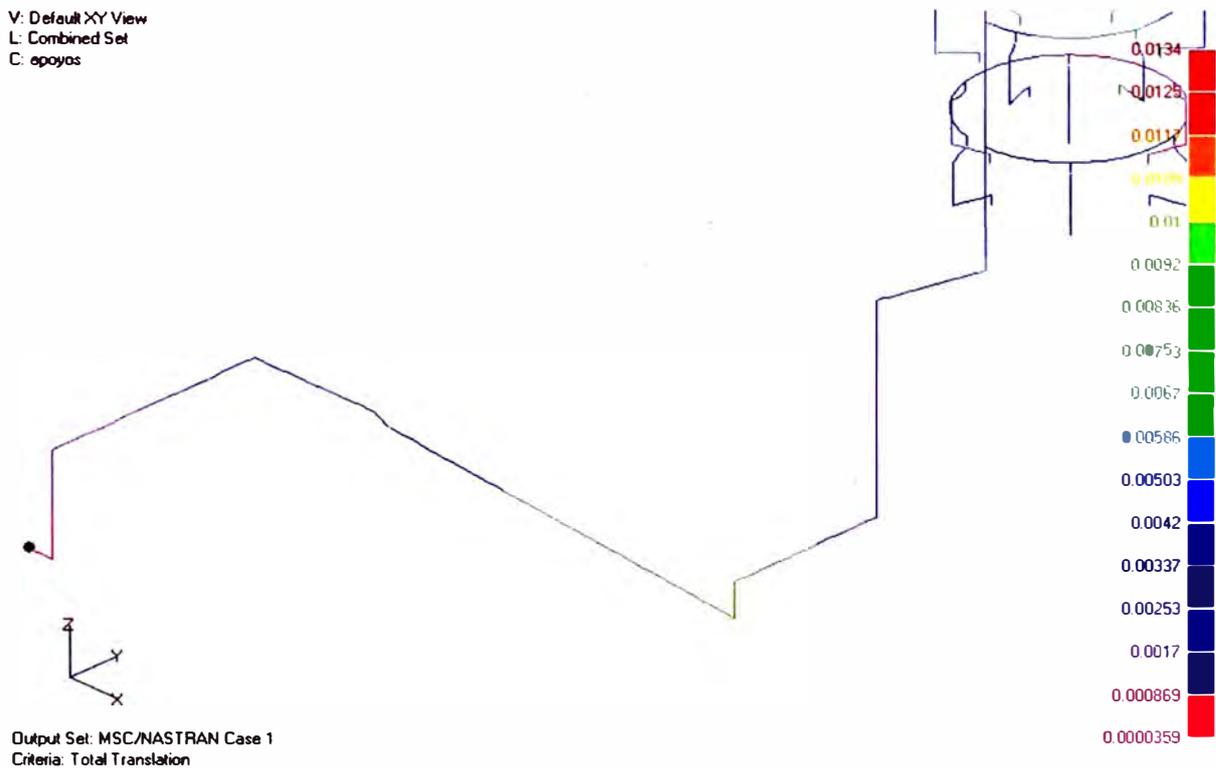


Figura 4.11 Desplazamiento en metros

c) *Esfuerzos combinados en el sistema propuesto*

El mayor esfuerzo que soporta el sistema ya no se encuentra en la Brida de descarga. Ahora se encuentra mas distribuido en el sistema siendo igual a 54.8 MPa. (Figura 4.12 y 4.13)

Calculando el factor de seguridad con el máximo esfuerzo permisible que es 228.9 Mpa estamos con un factor de seguridad de 4.1

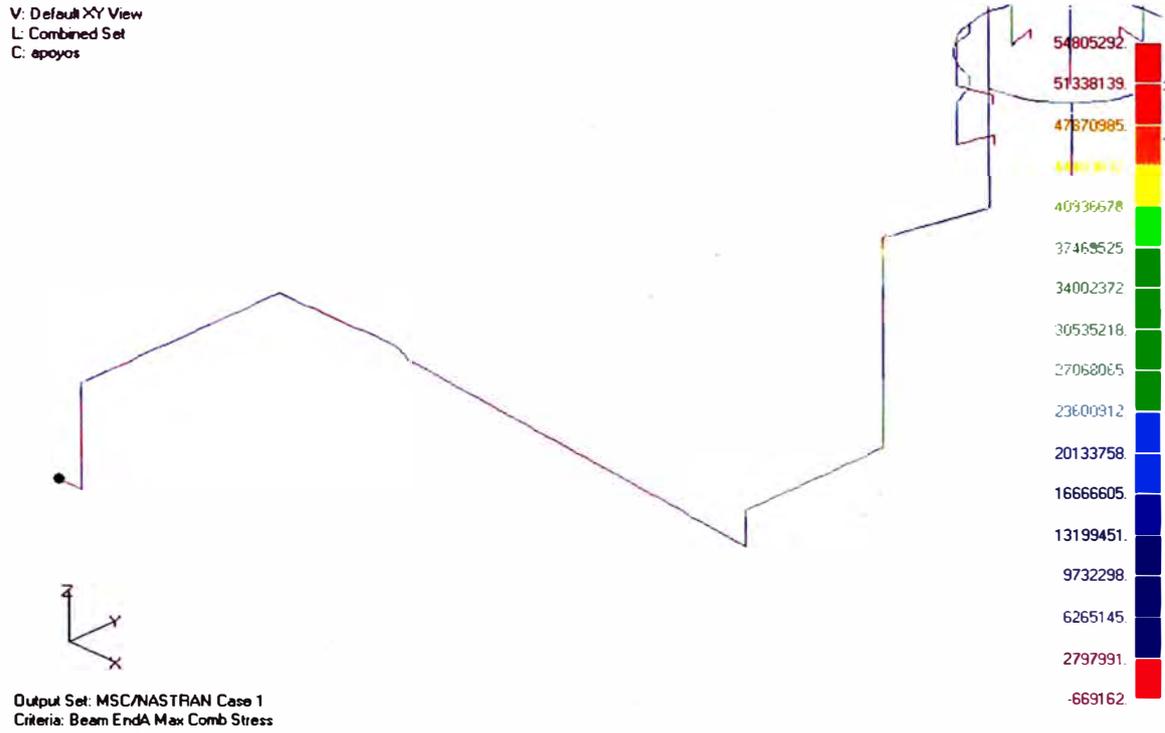


Figura 4.12 Esfuerzos combinados en Pa.

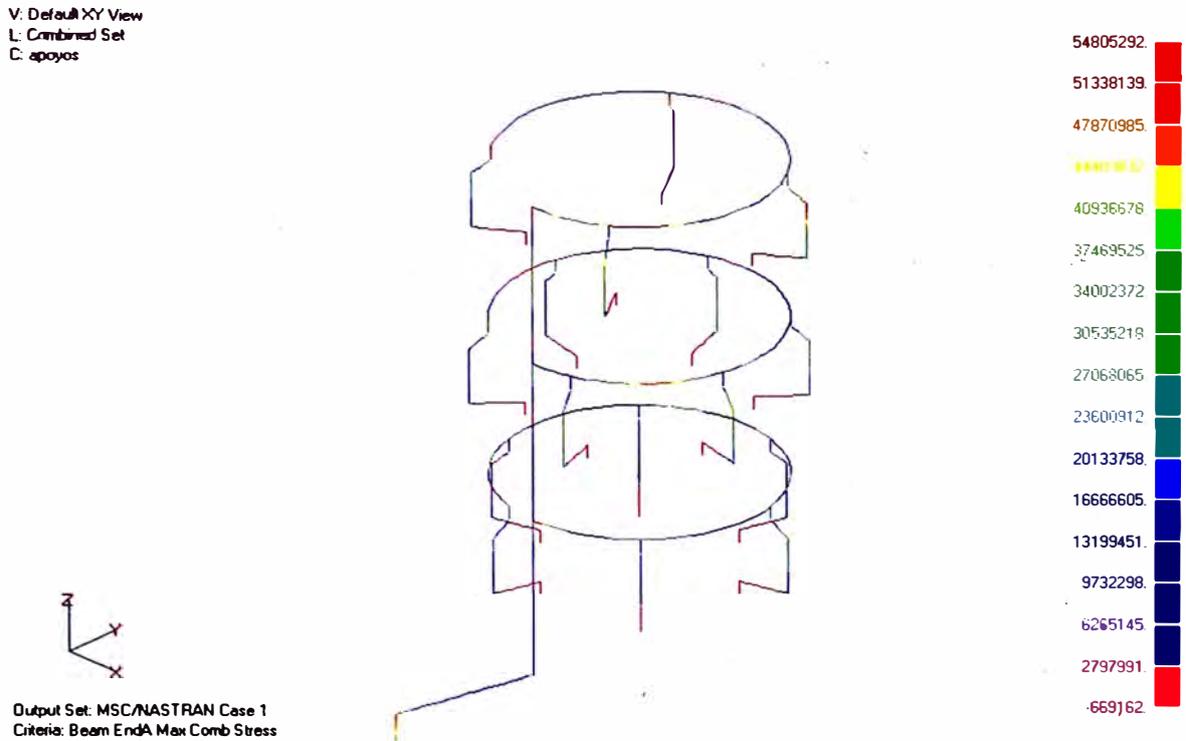


Figura 4.13 Esfuerzos combinados en Pa.

d) Modos de vibración del sistema propuesto

Los modos de vibración son:

Mode 1 : 6.24 Hz (Figura 4.14)

Mode 2 : 7.26 Hz (Figura 4.15)

Mode 3 : 7.47 Hz (Figura 4.16)

Mode 4 : 7.49 Hz (Figura 4.17)

Comparando con la frecuencia de excitación de la bomba recíprocante que es 4.25 Hz estamos por debajo de la zona crítica, siendo la deformación máxima de 7.8 cm en este modo. Se observa que se ha aumentado la frecuencia para el modo mínimo de vibración en este nuevo modelo.

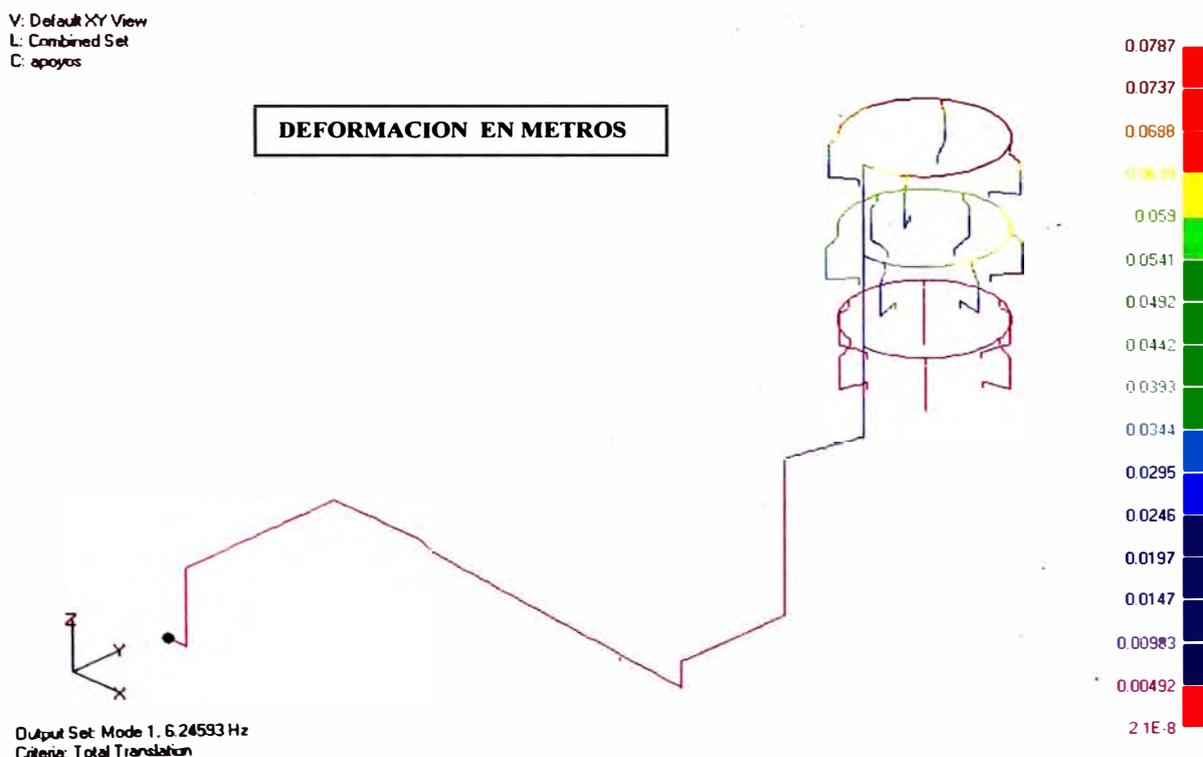


Figura 4.14 Modo de vibración 1 – 6.24 Hz

V: Default XY View
 L: Combined Set
 C: apoyos

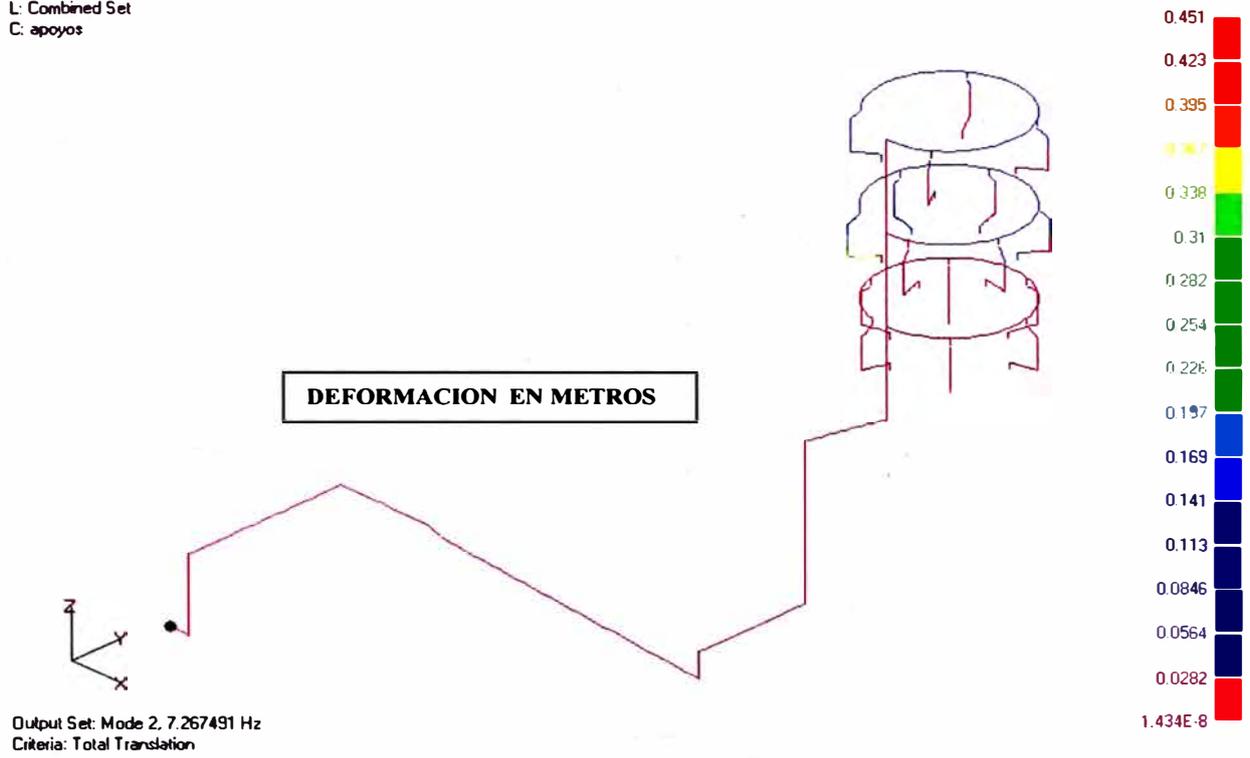


Figura 4.15 Modo de vibración 2 – 7.26 Hz

V: Default XY View
 L: Combined Set
 C: apoyos

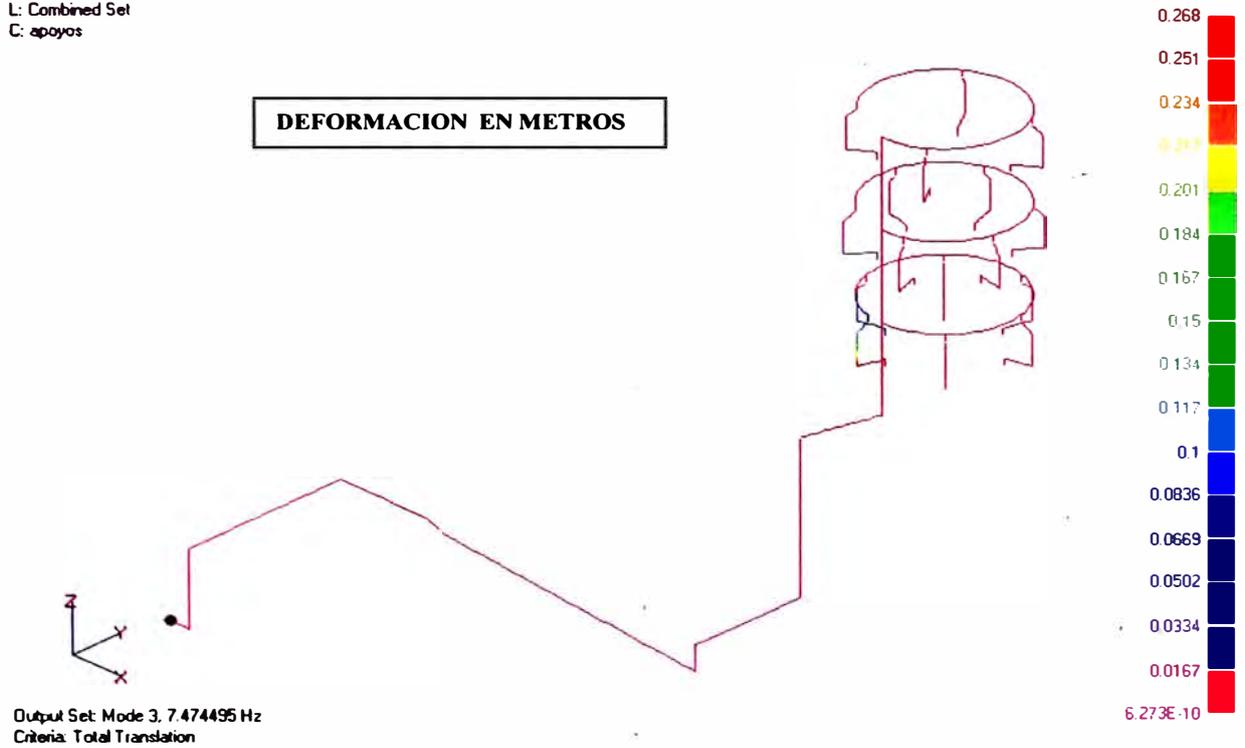


Figura 4.16 Modo de vibración 3 – 7.47 Hz

V: Default XY View
L: Combined Set
C: apoyos

DEFORMACION EN METROS

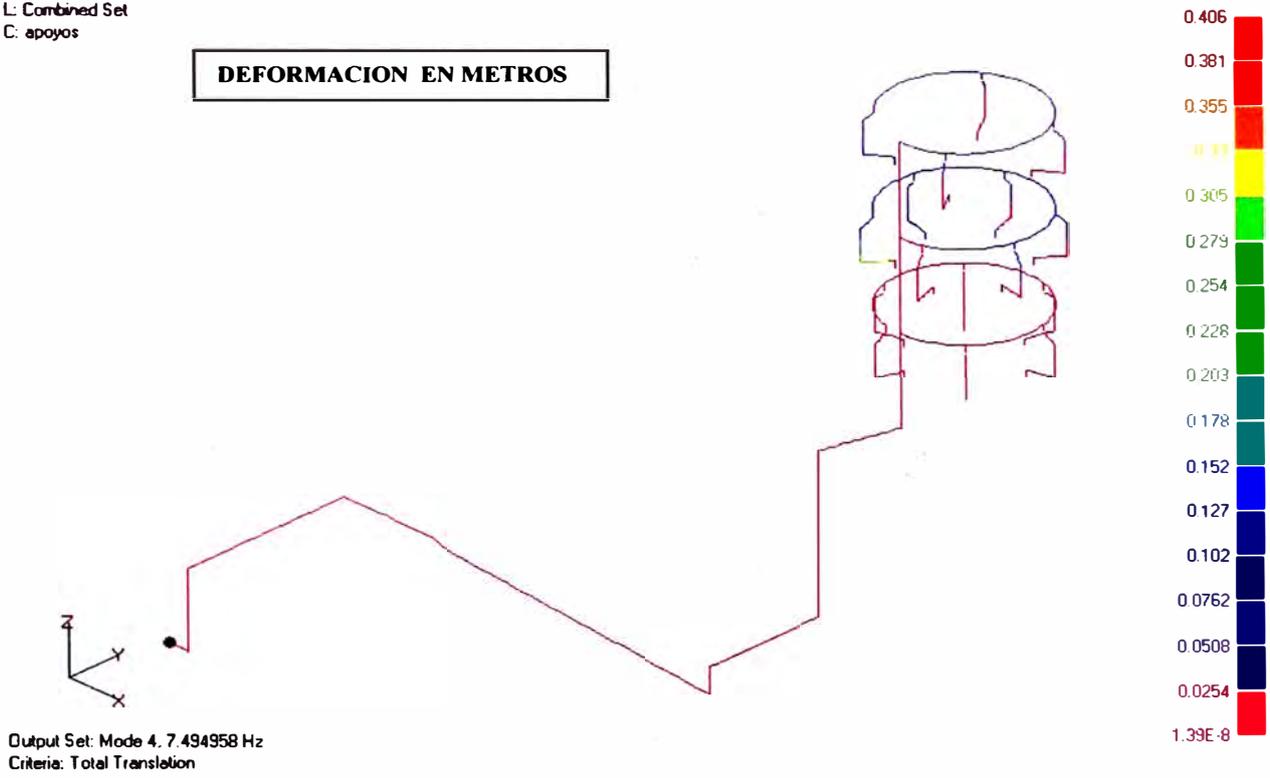


Figura 4.17 Modo de vibración 4 – 7.49 Hz

CONCLUSIONES

El cálculo de flexibilidad por elementos finitos ha resultado en una herramienta útil para el análisis de sistemas de tuberías complejos, ya que realizando un procedimiento de ensayo y error se pudo optimizar la ubicación de los apoyos.

Los resultados obtenidos por este análisis son confiables porque pudimos comprobarlo en la práctica, eliminando los problemas iniciales de vibración, reduciendo así las paradas por mantenimiento y operación.

Con la nueva ubicación de apoyos hemos logrado reducir las fuerzas que actúan en la brida de descarga de la bomba reciprocante, estas fuerzas se encuentran ahora entre los límites aceptables que permitirá una operación normal de la bomba.

Con esta nueva ubicación de los apoyos se ha aumentado el factor de seguridad de la tubería de 1.45 a 4.1, haciendo el sistema más seguro y duradero.

Con esta nueva ubicación de los apoyos se ha logrado aumentar la frecuencia natural del sistema de tuberías de 4.75 Hz a 6.24 Hz, teniendo ahora un mayor rango

con respecto a la frecuencia de excitación de la bomba recíproca que es de 4.25 Hz, esto permitirá alejarnos de las posibilidades de resonancia (la fundamental y los submúltiplos).

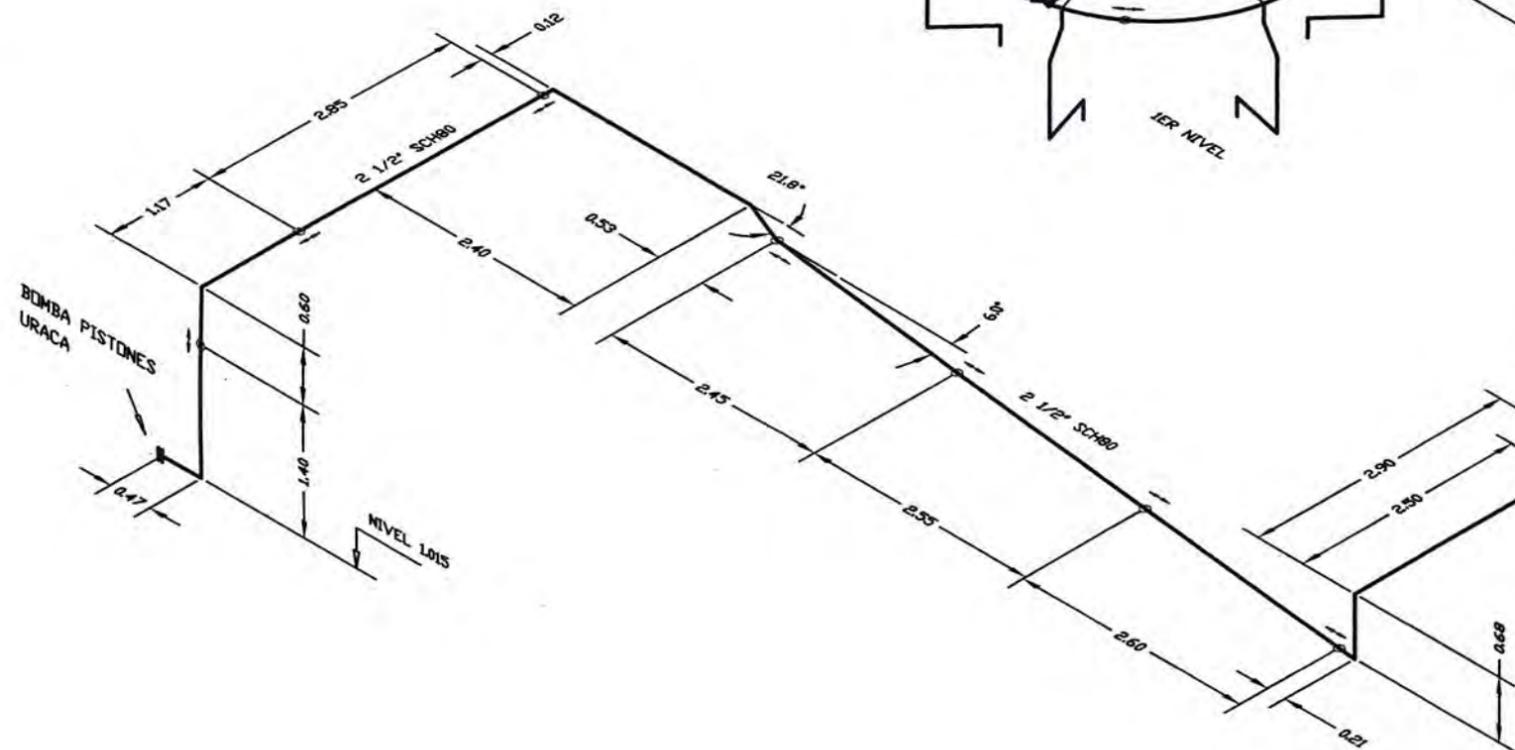
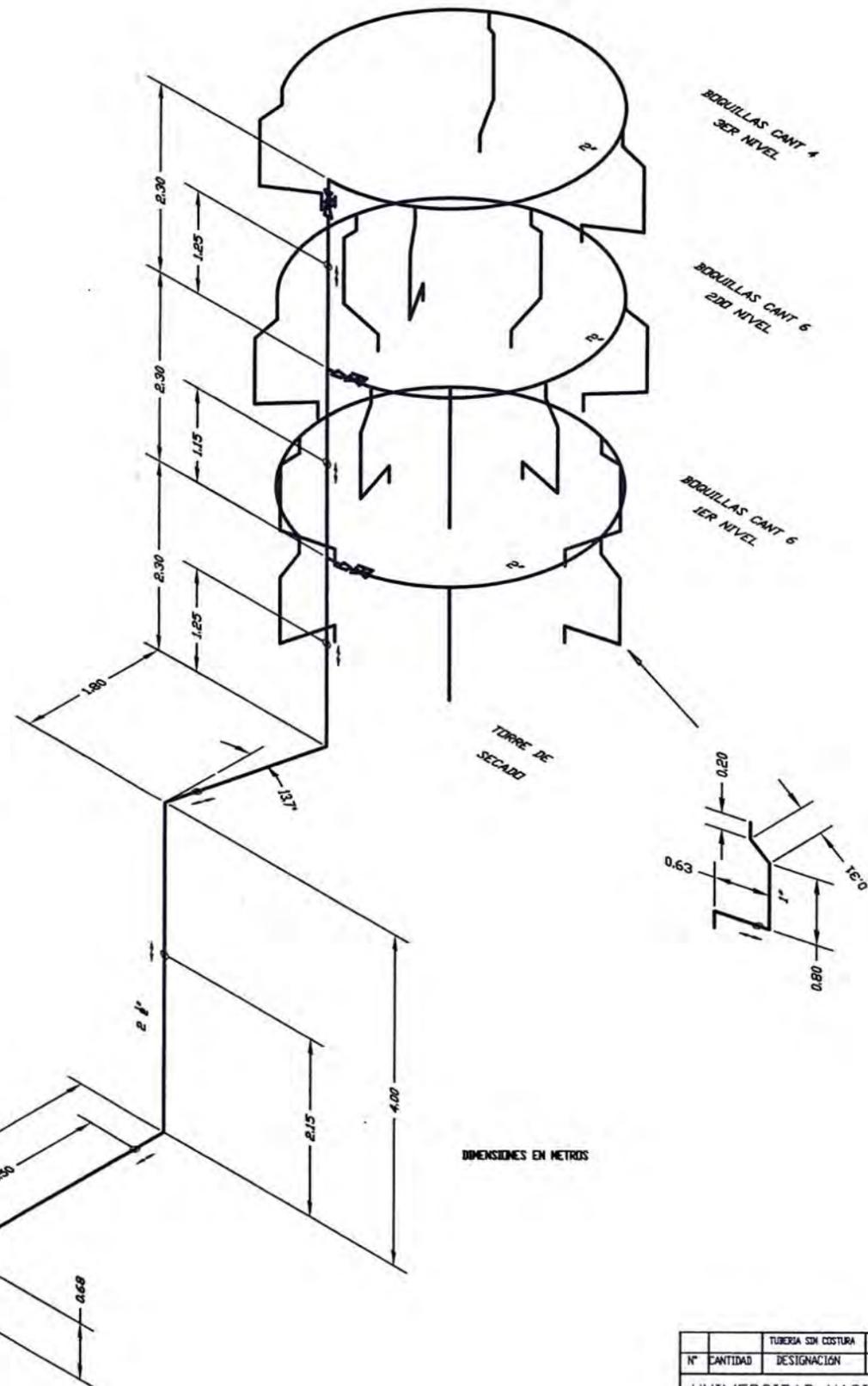
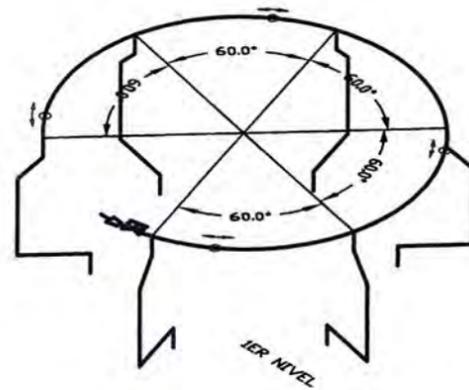
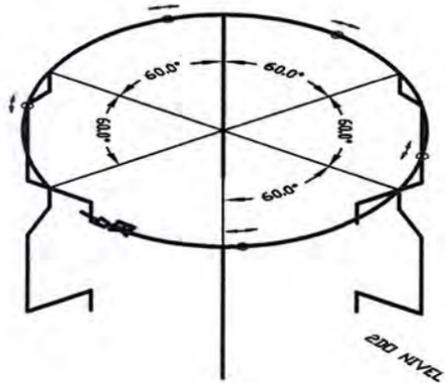
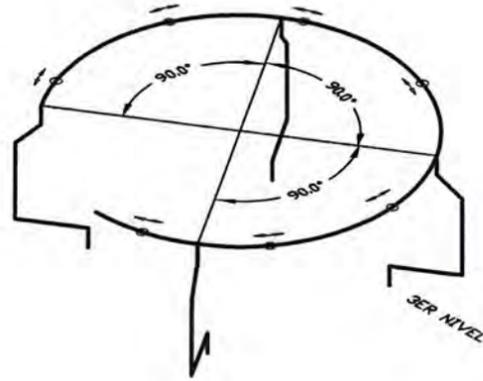
Con este nuevo diseño hemos logrado eliminar las paradas por mantenimiento correctivo y después de un periodo de un año de haberse realizado la instalación solo se realizan inspecciones rutinarias.

Se ha realizado el análisis de todo el sistema de tuberías como conjunto y no por tramos aislados como se realizan con los procedimientos tradicionales, esto nos proporciona más seguridad y precisión en los resultados.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Mohinder L. Nayvar, *Piping Handbook*, McGraw-Hill (1992)
- [2] ASME B.31.3, *Process piping*, (2002)
- [3] Howard F. Rase, *Diseño de tuberías para plantas de proceso*, Blume (1973)
- [4] Daniel J. Inman, *Engineering Vibration*, Prentice Hall (1996)
- [5] Tirupathi R. Chandrupatla, *Introducción al estudio del elemento finito en ingeniería*, Prentice Hall (1999)
- [6] J.N. Reddy, *An introduction to the finite element method*, McGraw-Hill (1993)
- [7] A. Coronado, *Modelado y análisis por elementos finitos de tolva*, Tesis UNI-FIM

SISTEMA DE TUBERIAS DESDE LA BRIDA DE DESCARGA HASTA LA TORRE DE SECADO



N°	CANTIDAD	DESIGNACION	MATERIAL	OBSERVACIONES
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA				
DESIGNACION ESQUEMA SISTEMA DE TUBERIAS				
FECHA:	DIBUJADO POR: EDVIN LOPEZ R.		REVISADO POR:	

ANEXOS

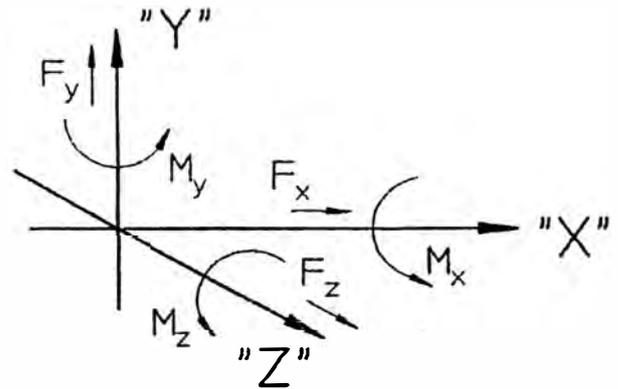
CARGAS MAXIMAS EN LA BRIDA DE DESCARGA
DE LA BOMBA RECIPROCANTE . URACA

Kräfte und Momente am Druckanschluß

Forces and moments
at discharge connection

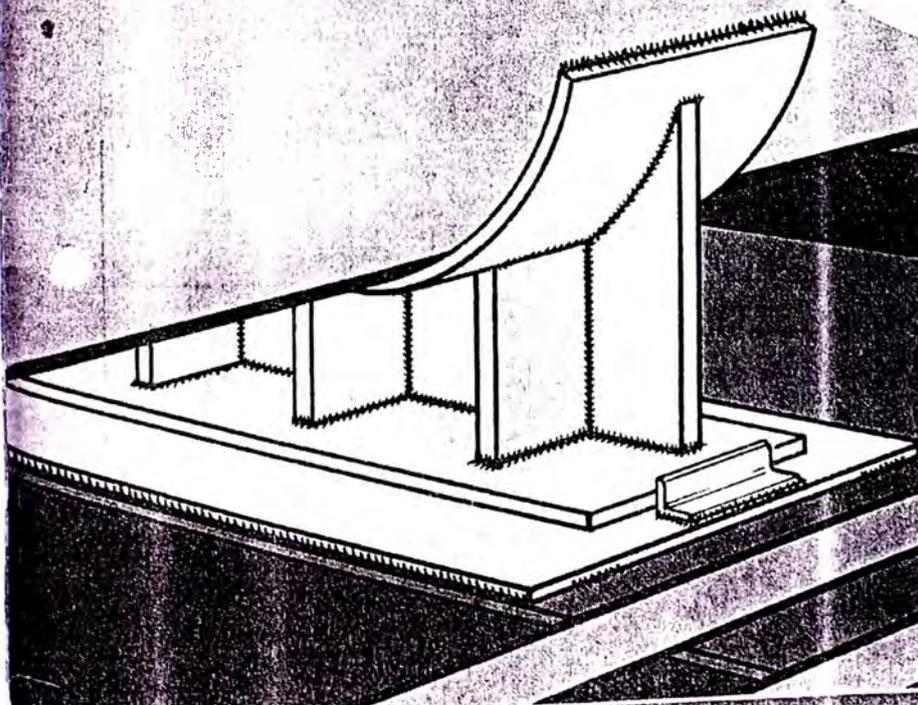
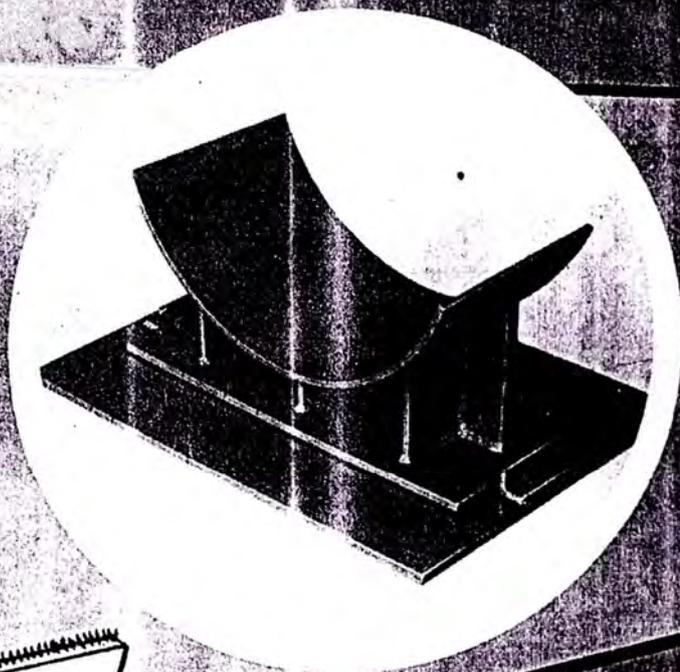
Komm.-Nr. 04EHY14454

zulässige Kräfte Allowable forces	F_x [N]	7200
	F_y [N]	3600
	F_z [N]	3600
zulässige Momente Allowable moments	M_x [Nm]	900
	M_y [Nm]	530
	M_z [Nm]	530



Suportes de tubulação

de baixo coeficiente de
arrasto



DINATECNICA

Superfícies de lubrificação de Baixo Coeficiente de Atrito Dinatécnica

suportes devem ser fixadas às estruturas mediante parafusos ou chumbadores, as mesmas poderão ser fornecidas furadas, bastando para isso, que ao requisitar os suportes, acrescente-se a letra F aos códigos correspondentes — Ex.: CD1F, GUAF, etc.

Os suportes de tubulação destinam-se a sustentar diversos esforços exercidos pelos tubos ou através deles, transmitindo-os a estruturas projetadas para tal propósito.

Uma divisão geral da ampla gama de suportes existentes nos permite classificá-los conforme seus objetivos em:

- Suportes destinados à sustentação dos esforços devidos aos pesos atuantes, tais como peso próprio do tubo, válvulas e outros acessórios, do fluido contido, de isolamentos térmicos, etc., e de forças exteriores exercidas sobre a tubulação.
- Suportes destinados a limitar ou direcionar os movimentos dos tubos, tais como suportes fixos (ancoragens), guias uni- e bidirecionais (axiais ou transversais), guias multidirecionais (apoios deslizantes), batentes, etc.

Na maioria dos casos de aplicação geram-se forças de atrito provenientes dos movimentos relativos entre os tubos e os suportes, provocados por dilatação térmica ou por outras ações dinâmicas inerentes ao processo operacional do sistema.

Projetados para reduzir tais forças a valores quase desprezíveis, os suportes de tubulação de baixo coeficiente de atrito DINATÉCNICA, apresentam simplicidade de instalação e longa vida operacional, dispensando qualquer manutenção especial.

Os conjuntos deslizantes dos suportes apresentam superfícies de contato com baixíssimo coeficiente de atrito

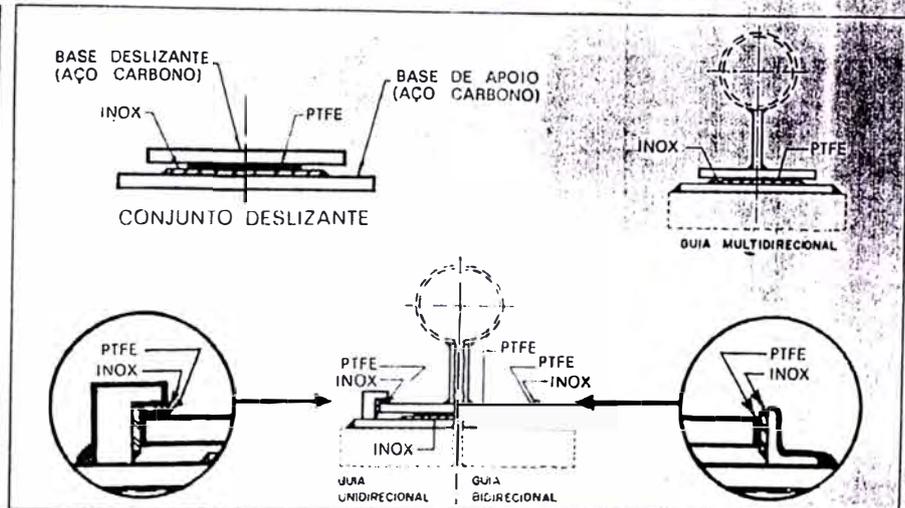
eficientes aproximados: superfícies de contato secas $\mu = 0,07$; superfícies de contato lubrificadas com óleo $\mu = 0,02$ sendo constituídas de PTFE e aço inoxidável nas bases deslizantes e de apoio respectivamente.

As bases deslizantes de PTFE foram projetadas de tal modo que, mesmo trabalhando nas condições mais desfavoráveis, a tensão de compressão atuante nunca ultrapassa a 750 p.s.i.

Esse limite tensional reduz a menos de 10% a deformação ou recalçamento da película de PTFE, em função da carga de compressão ao longo da vida útil esperada, para suportes com temperaturas de até 100°C.

A qualidade dos materiais empregados assim como o grau de acabamento dos conjuntos deslizantes garantem a excelente performance dos suportes de tubulação DINATÉCNICA.

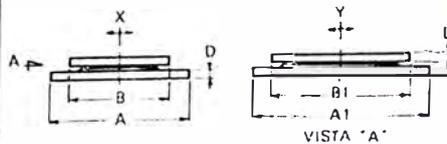
Para tubulações com diâmetros variando desde 2" até 54", os suportes são fornecidos completos ou ainda somente os conjuntos deslizantes caso seja necessário fabricar a estrutura do suporte em campo.



MODELO	DENOMINAÇÃO	REPRESENTAÇÃO ISOMÉTRICA	GRAUS DE LIBERDADE/ MOVIMENTOS MÁX. (mm)*
CD	CONJUNTO DESLIZANTE		CONFORME APLICAÇÃO
GUA	GUIA UNIDIRECIONAL AXIAL		
GUT	GUIA UNIDIRECIONAL TRANSVERSAL		
GBA	GUIA BIDIRECIONAL AXIAL		
GBT	GUIA BIDIRECIONAL TRANSVERSAL		
GMD	GUIA MULTIDIRECIONAL (APOIO DESLIZANTE)		

* Os movimentos horizontais acima indicados poderão ser duplicados para um sentido de movimento, se os suportes forem montados à temperatura de instalação, pré-movimentados 100 mm no sentido oposto ao mesmo.

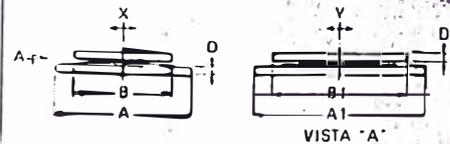
Conjunto deslizante - CD1



ITEM	DN (pol.)	A (mm)	B (mm)	A1 (mm)	B1 (mm)	D (pol.)
1	2 a 12	360	100	560	300	1/4
2	14	510	250	560	300	3/8
3	16	510	250	560	300	3/8
4	18	560	300	560	300	3/8
5	20	560	300	560	300	3/8
6	24	914	650	560	305	1/2
7	26	965	710	560	305	1/2
8	28	1016	750	560	305	1/2
9	30	1050	785	560	305	1/2
10	32	1125	864	560	305	1/2
11	36	1175	914	560	305	1/2
12	42	1320	1055	560	305	1/2
13	48	1455	1192	560	305	5/8
14	52	1524	1250	560	305	5/8
15	54	1830	1570	560	305	5/8

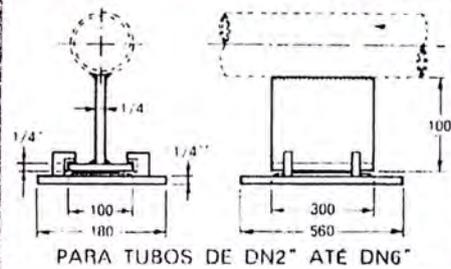
DESLOCAMENTO MÁXIMO
 X = ± 100mm (200mm COM PRÉ-MOVIMENTAÇÃO)
 Y = ± 100mm (200mm COM PRÉ-MOVIMENTAÇÃO)

Conjunto deslizante - CD2

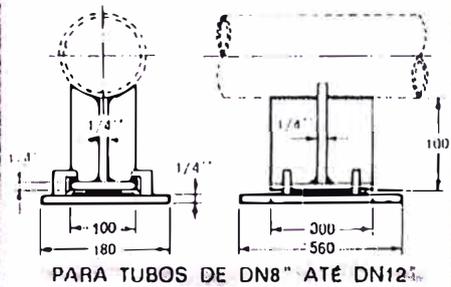


ITEM	DN (pol.)	A (mm)	B (mm)	A1 (mm)	B1 (mm)	D (pol.)
1	2 a 12	180	100	560	300	1/4
2	14	350	250	560	300	3/8
3	16	350	250	560	300	3/8
4	18	400	300	560	300	3/8
5	20	400	300	560	300	3/8
6	24	770	650	560	305	1/2
7	26	830	710	560	305	1/2
8	28	870	750	560	305	1/2
9	30	900	785	560	305	1/2
10	32	980	864	560	305	1/2
11	36	1030	914	560	305	1/2
12	42	1170	1055	560	305	1/2
13	48	1310	1192	560	305	5/8
14	52	1370	1250	560	305	5/8
15	54	1690	1570	560	305	5/8

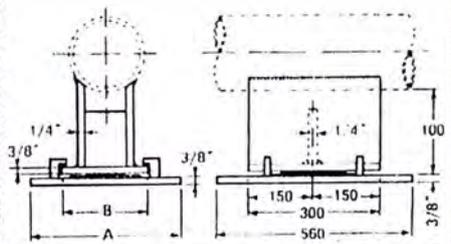
DESLOCAMENTO MÁXIMO:
 X = ± 100mm (200mm COM PRÉ-MOVIMENTAÇÃO)
 Y = ± 40mm (80mm COM PRÉ-MOVIMENTAÇÃO)



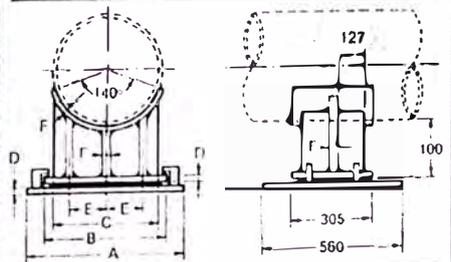
PARA TUBOS DE DN2" ATÉ DN6"



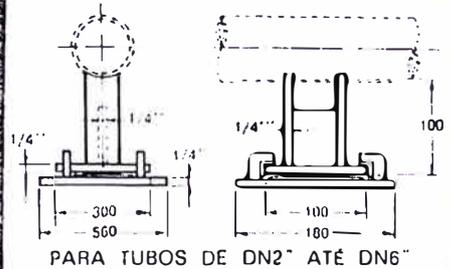
PARA TUBOS DE DN8" ATÉ DN12"



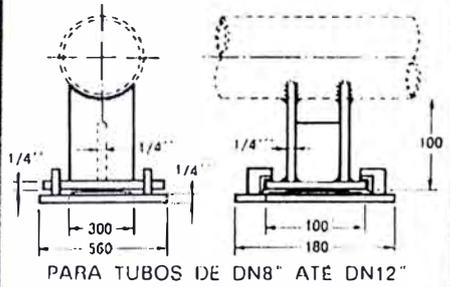
DN (pol.)	A (mm)	B (mm)
14	350	250
16	350	250
18	400	300
20	400	300



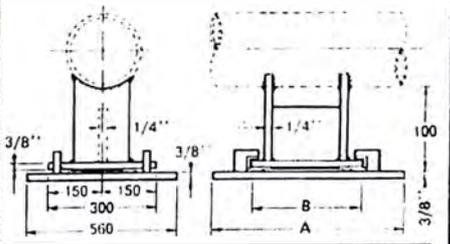
DN (pol.)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (pol.)	E (mm)	F (pol.)
24	770	650	560	1/2	190	3/8
26	830	710	610	1/2	203	3/8
28	870	750	660	1/2	215	3/8
30	900	785	685	1/2	229	3/8
32	980	864	760	1/2	254	3/8
36	1030	914	810	1/2	274	3/8
42	1170	1055	965	1/2	330	3/8
48	1310	1192	1090	5/8	368	1/2
52	1370	1250	1150	5/8	385	1/2
54	1690	1570	1270	5/8	406	1/2



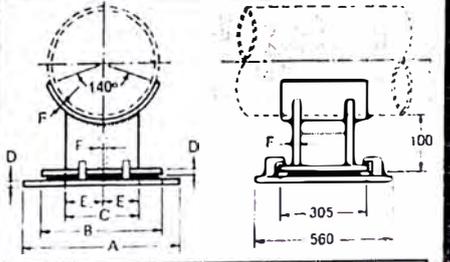
PARA TUBOS DE DN2" ATÉ DN6"



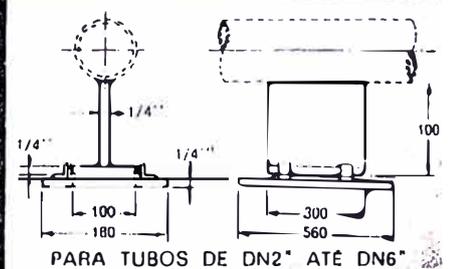
PARA TUBOS DE DN8" ATÉ DN12"



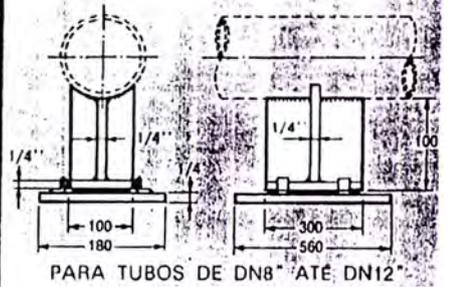
DN (pol.)	A (mm)	B (mm)
14	350	250
16	350	250
18	400	300
20	400	300



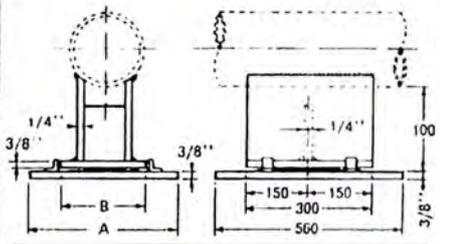
DN (pol.)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (pol.)	E (mm)	F (pol.)
24	770	650	540	1/2	270	3/8
26	830	710	600	1/2	300	3/8
28	870	750	640	1/2	320	3/8
30	900	785	680	1/2	340	3/8
32	980	864	760	1/2	380	3/8
36	1030	914	800	1/2	400	3/8
42	1170	1055	950	1/2	475	3/8
48	1310	1192	1080	5/8	540	1/2
52	1370	1250	1140	5/8	570	1/2
54	1690	1570	1590	5/8	795	1/2



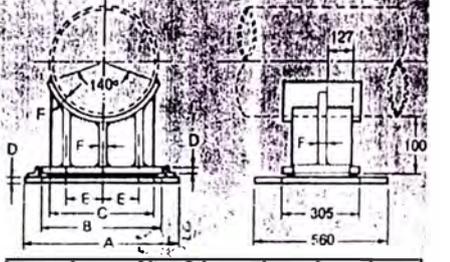
PARA TUBOS DE DN2" ATÉ DN6"



PARA TUBOS DE DN8" ATÉ DN12"



DN (pol.)	A (mm)	B (mm)
14	350	250
16	350	250
18	400	300
20	400	300



DN (pol.)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (pol.)	E (mm)	F (pol.)
24	770	650	560	1/2	190	3/8
26	830	710	610	1/2	203	3/8
28	870	750	660	1/2	215	3/8
30	900	785	685	1/2	229	3/8
32	980	864	760	1/2	254	3/8
36	1030	914	810	1/2	274	3/8
42	1170	1055	965	1/2	330	3/8
48	1310	1192	1090	5/8	368	1/2
52	1370	1250	1150	5/8	385	1/2
54	1690	1570	1270	5/8	406	1/2

O cálculo do vão máximo entre suportes é realizado considerando o caso mais comum na prática, ou seja, o do tubo trabalhando como viga contínua simplesmente apoiada.

Os valores de maior tensão resultante estarão dados na secção transversal do tubo, sobre cada suporte.

Quando so existirem cargas distribuídas (peso do tubo, do fluido contido, de isolamento, etc) que é o caso mais frequente, o valor da tensão máxima resultante estará dado por:

$$\sigma_{MR} = \frac{10 \cdot q \cdot L^2}{Z} \quad (1)$$

$$\sigma_{MR} = \sigma_{MA}$$

Conseqüentemente, o vão máximo calculado a partir da tensão máxima admissível (σ_{MA}) será:

$$L = \sqrt{\frac{\sigma_{MA} \cdot Z}{10 \cdot q}} \quad (2)$$

Onde:

σ_{MR} Tensão máxima resultante (kgf/cm²)

σ_{MA} Tensão máxima admissível (kgf/cm²)

Para aço carbono adotar

$\sigma_{MA} = 350$ kgf/cm²

Para aço inoxidável adotar

$\sigma_{MA} = 500$ kgf/cm²

q = Carga distribuída (kg/m)

L = Vão entre suportes (m)

Z = Momento resistente da secção transversal do tubo (cm³)

O vão entre suportes deve ser verificado também pela flecha máxima no seu ponto meio.

O valor da flecha máxima resultante das cargas distribuídas será:

$$Y_{MR} = \frac{24.000 \cdot q \cdot L^4}{4 \cdot E \cdot I} \quad (3)$$

$$Y_{MR} = Y_{MA}$$

Assim, o vão máximo calculado a partir da flecha máxima admissível (Y_{MA}) será:

$$L = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot Y_{MA} \cdot E \cdot I}{24.000 \cdot q}} \quad (4)$$

Onde:

Y_{MR} Flecha Máxima Resultante (cm)

Y_{MA} Flecha Máxima Admissível (cm)

Para tubulações em áreas de processamento, diâmetros até 3", adotar $Y_{MA} = 0,5$ cm, acima de 3" Nom 3".

adotar $Y_{MA} = 1,0$ cm.

Para tubulações fora de

áreas de processamento

$Y_{MA} = 2,0$ cm.

E = Módulo de Elasticidade do Material (kgf/cm²)

I = Momento de inércia da secção transversal do tubo (cm⁴)

O valor do vão adotado deve ser o menor dos valores obtidos pelas equações (2) e (4).

Observação:

Se houver cargas concentradas ou outros tipos de sobrecargas anormais, as equações (1), (2), (3) e (4) deverão ser corrigidas, considerando os novos pesos atuantes.

Apresentamos a seguir, tabelas de vãos máximos entre suportes para tubulações de diversos diâmetros e materiais, calculados considerando o peso próprio do tubo, do fluido nele contido (água) e de isolamento térmico (apenas no caso de tubulação de aço carbono).

Exceto onde indicado, os tubos são considerados retos, horizontais e frios.

VÃO ENTRE SUPORTES -- TUBULAÇÃO DE AÇO CARBONO

DIÂMETRO NOMINAL (Pol.)	ESPESSURA (SCH)	TUBOS SEM ISOLAMENTO TÉRMICO	TUBOS COM ISOLAMENTO TÉRMICO		
			ATÉ 200°C	ATÉ 300°C	ATÉ 500°C
VÃO MÁXIMO (METROS)					
1	80	3,6	3,4	3,2	3,0
	160	4,2	4,0	3,6	3,4
1 1/2	80	4,2	4,0	3,8	3,6
	160	4,8	4,6	4,4	4,0
2	40	5,0	4,6	4,2	3,8
	80	5,4	5,0	4,6	4,2
3	40	6,0	5,6	5,4	5,0
	80	6,4	6,0	5,6	5,2
4	40	7,0	6,5	6,4	6,0
	80	7,4	7,0	6,6	6,2
6	40	8,0	7,6	7,4	7,0
	80	8,4	8,0	7,8	7,4
8	40	9,0	8,4	8,0	7,6
	80	9,4	9,0	8,8	8,4
10	40	10,0	9,4	9,0	8,6
	60	10,6	10,0	9,5	9,2
12	3 8"	10,8	10,2	9,8	9,4
	1 2"	11,6	11,0	10,6	10,2
14	3 8"	11,4	10,6	10,2	9,8
	1 2"	12,2	11,6	11,0	10,6
16	3 8"	12,0	11,2	10,6	10,0
	1 2"	12,8	12,0	11,4	10,8
18	3 8"	12,6	11,4	10,8	10,2
	1 2"	13,4	12,6	12,0	11,4
20	3 8"	13,8	12,2	11,4	10,8
	1 2"	14,0	13,0	12,2	11,6
24	3 8"	14,0	12,8	11,8	11,0
	1 2"	14,8	13,6	12,6	11,8