



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS DE INTEGRIDAD ESTRUCTURAL DE UNIÓN FLANGE-TUBERÍA PARA  
UN MINERODUCTO DE COBRE MEDIANTE MÉTODO DE ELEMENTO FINITO

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

SEBASTIÁN FERNANDO BARRERA MORALES

PROFESOR GUÍA:  
ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ  
VIVIANA MERUANE NARANJO

SANTIAGO DE CHILE  
ENERO 2013

## Resumen

En la minería resulta fundamental el transporte del material extraído en los yacimientos hacia las plantas de procesos y desde éstas hasta los puertos o fundiciones para seguir con la cadena de producción. Gracias al desarrollo de técnicas de transporte de sólidos en suspensión en agua al interior de tuberías, las capacidades de transporte han aumentado significativamente, incrementando la tasa de producción en la minería.

Hay diseños en la actualidad, que utilizan espesores no estándar de tuberías y éstos han presentado fallas, por lo que se busca determinar si hubo errores en el diseño de las tuberías.

Se realizó una simulación mediante el método de elemento finito, en 2 etapas. Primero, un modelo uniaxial de la tubería entre 2 apoyos, ubicados a una distancia de doce metros entre sí, para luego exportar los resultados de esta primera simulación a un modelo tridimensional de una porción de la tubería, mediante el método de *substructure*. En el punto medio entre los apoyos, existe un flange del tipo *welding neck*.

Se llevó a cabo un análisis de resistencia a la fatiga, y se determinó que el diseño no cumplía con los criterios de falla por fatiga con factores de seguridad para diferentes modelos, todos menores que 1. Por lo que era esperable que la tubería presentara fallas.

Se estudiaron modificaciones al diseño, con apoyos a diferentes distancias, apoyos ubicados a ocho metros o menos entre sí, son los que aumentan los factores de seguridad, sin embargo estas distancias no se utilizaron debido al incremento de costos que significaba la instalación de mayor cantidad de apoyos.

También se estudiaron los efectos de transportar la pulpa a una velocidad inferior a 5 [m/s] obteniendo factores de seguridad superiores a 1. Sin embargo, no es recomendable transportar la pulpa con la que trabaja esta tubería, a velocidades menores a 5 [m/s], por lo que esta solución puede ser tomada en cuenta para diseños futuros.

## Tabla de Contenidos

1.	Introducción.....	1
1.1	Motivación.....	1
1.2	Alcances.....	2
1.3	Objetivos .....	2
1.3.1	General.....	2
1.3.2	Específicos .....	2
2.	Antecedentes .....	3
2.1	Método de Elemento Finito .....	3
2.1.1	Características generales del método .....	3
2.1.2	Substructuring o Zooming .....	4
2.1.3	Elemento uniaxial.....	4
2.2	Vibraciones.....	5
2.3	Normas ASME .....	8
2.3.1	ASME B31.11.....	8
2.3.2	ASME B16.5 .....	9
2.4	Tubería .....	9
3.	Modelo .....	11
4.	Metodología .....	13
4.1	Simulación uniaxial.....	14
4.2	Simulación tridimensional.....	17
4.2.1	Substructure e independización de los resultados .....	18

4.2.2	Simulación final .....	21
4.3	Análisis de fatiga .....	21
5.	Resultados y análisis .....	26
5.1	Simulación uniaxial.....	26
5.2	Simulación tridimensional.....	31
5.2.1	Substructure e independización de los resultados .....	31
5.2.2	Simulación final .....	34
5.3	Análisis de fatiga .....	35
5.4	Posibles mejoras al diseño.....	36
6.	Conclusiones .....	40
7.	Referencias .....	41

# 1. Introducción

## 1.1 Motivación

En la minería resulta fundamental el transporte del material extraído en yacimientos mineros hacia las plantas de procesos y desde éstas hasta los puertos o fundiciones para seguir con la cadena de producción.

Anteriormente se utilizaba el transporte por ferrocarriles, pero gracias al desarrollo de técnicas de transporte de sólidos en suspensión en agua al interior de tuberías, las capacidades de transporte aumentaron significativamente, incrementando la capacidad de producción de la minería.

Para reducir el desgaste que sufre el tubo, el fluido es presurizado en todo el recorrido, con la finalidad de controlar la velocidad de éste de manera más efectiva. Para optimizar los diseños respetando las toneladas por hora de transporte y la velocidad mínima de transporte, se utilizan tuberías con espesores no estándares, por lo que se debe validar la capacidad de esta tubería para soportar las condiciones operacionales.

Por esta razón, y a causa de la topografía nacional, donde los yacimientos mineros generalmente se encuentran en la cordillera de Los Andes y para llegar a puerto necesitan atravesar la cordillera de la costa, y teniendo estación de bombeo solamente en la mina para abaratar costos de operación, hay puntos en la tubería en los cuales debe soportar presiones muy elevadas.

Existe un código ASME para la construcción de tuberías que transportan sólidos, donde se definen factores de seguridad y revisiones a ser llevadas a cabo previas a la puesta en marcha de la tubería, así mismo existe un estándar dedicado exclusivamente a las uniones enflanchadas y las dimensiones que deben tener los flanges en función de la clase ASME o presión a la que estarán sometidos.

Este estándar para flanges considera tubería de espesor estándar, sin embargo en determinadas situaciones se ha trabajado con espesores menores al estándar, diseños que han presentado fallas, por lo que se requiere de un estudio para determinar si las dimensiones satisfacen la clase de la tubería y las condiciones de operación.

## **1.2 Alcances**

Esta memoria consistirá en una simulación numérica mediante el Método de Elemento Finito, sin contar con una parte experimental.

En cuanto al material de fabricación, éste se considerará elástico lineal isotrópico y no se tendrán en cuenta las posibles deformaciones ni tensiones residuales producto de la soldadura.

Para estudiar las posibles fallas de la unión, la simulación se basará en la mecánica de sólidos, el fluido será considerado una condición de borde que ejerce tanto vibraciones inducidas por el fluido como presión interna.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 General**

- Estudiar una unión flange-tubería diseñada según los códigos ASME B31.11 y ASME B16.5 para un espesor no estándar.

### **1.3.2 Específicos**

- Realizar una simulación de la unión Flange-Tubería mediante el Método de elemento Finito.
- Verificar si el diseño cumple con los criterios de falla para condiciones normales de operación.
- Justificar las fallas que se han producido en la práctica.
- Aportar con posibles modificaciones que puedan evitar fallas en futuros diseños similares.

## **2. Antecedentes**

### **2.1 Método de Elemento Finito**

#### **2.1.1 Características generales del método**

El método de elemento finito (MEF) ha adquirido gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales. Esta circunstancia obligaba a realizar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, lo que traía consigo un elevado coste tanto económico como en tiempo de desarrollo.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Sin embargo, no deja de ser un método aproximado de cálculo debido a las hipótesis básicas del método. Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

La idea general del método, es la división de un continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), que es regido por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no [1].

Siendo un método aproximado, la precisión de los métodos de análisis por elementos finitos puede ser mejorada refinando la discretización en el modelo, usando más elementos y nodos. Sin embargo esto conlleva un aumento significativo en el tiempo de cálculo requerido para solucionar el problema. Es por este motivo que se busca una configuración óptima entre la cantidad de elementos suficientes para obtener resultados con un error aceptable y el tiempo de cálculo. También existen otras técnicas para mejorar los resultados sin aumentar excesivamente el tiempo de cómputo, esto es el Substructuring o Zooming.

### 2.1.2 Substructuring o Zooming

Substructuring es una técnica que busca reducir el tamaño del modelo, concentrando los cálculos en la zona de interés, mientras el resto de la geometría se reduce a un súper elemento o bien se calcula una primera simulación y luego se aplican condiciones de borde en el sub-modelo.

Esta técnica reduce el tiempo de cómputo y permite la solución de problemas de gran tamaño con una cantidad limitada de recursos computacionales. Problemas no lineales, estructuras con geometrías repetidas o problemas de grandes geometrías pero con un área de interés relativamente pequeña son candidatos para el substructuring. En esta memoria se utilizará esta técnica debido a que el tramo de tubería considerado es de gran tamaño en relación a las dimensiones del flange, el cual es en definitiva el área de interés en este estudio.

El substructuring más utilizado es el que condensa un grupo de elementos finitos en un elemento representado por una matriz. El elemento-matriz se denomina *súper elemento* [2].

Para el caso particular de este trabajo, no se utilizara el súper elemento, sino que a través de una simulación uniaxial de la tubería completa se exportaran los resultados para desplazamientos y rotaciones en diferentes puntos de la tubería, estos serán utilizados como condiciones de borde para una simulación de la zona de la unión.

### 2.1.3 Elemento uniaxial

El software comercial ANSYS [2] que funciona con el MEF, tiene una serie de elementos predeterminados para facilitar la tarea de mallado de algunos proyectos. Para la primera parte de esta memoria, la simulación de la tubería se realizará en su totalidad. Con el afán de reducir el costo computacional de esta parte, se utilizarán elementos uniaxiales.

Los elementos BEAM son elementos uniaxiales, es decir, tienen 2 nodos y el elemento es la línea que une dichos nodos. En ANSYS, existen los elementos BEAM3 y BEAM4. BEAM3 cuenta con 3 grados de libertad en cada nodo, traslación en los ejes X e Y además de rotación sobre el eje Z [3]. El elemento BEAM4 cuenta con 6 grados de libertad en cada nodo, ésto gracias



a que cada nodo cuenta con traslación en los ejes X, Y y Z, así como rotación en los mismos tres ejes. El usuario puede definir diferentes secciones transversales para este elemento y de esta manera modificar algunas propiedades mecánicas como puede ser el segundo momento de área.

Basado en el elemento BEAM4 también existe el elemento PIPE16 [4] utilizado para problemas de piping como el que se abordará en esta memoria. Este elemento tiene simplificaciones debido a su simetría y por la geometría estándar de una tubería. Además agrega la posibilidad de incorporar tanto presión interna como externa, lo mismo es posible con la temperatura para el caso de transporte de fluidos a temperaturas diferentes a la ambiental.

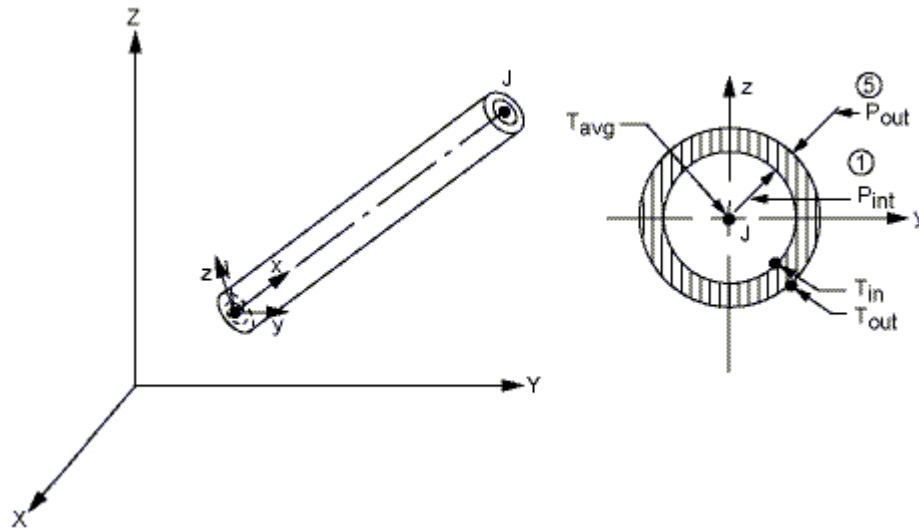


Figura 1: Elemento PIPE16 [4]

## 2.2 Vibraciones

Todos los sistemas de piping utilizados en aplicaciones industriales están fabricados de materiales elásticos. Los materiales elásticos vibran ante la más pequeña perturbación. En el caso del transporte de fluidos por tuberías, estas perturbaciones son aportadas por el fluido.

El flujo de un fluido a través de una tubería aplica presión en las paredes causando deflexión en la tubería. Esta deflexión puede llevar a una inestabilidad estructural de la tubería. La frecuencia natural de la tubería tiende a disminuir a medida que la velocidad del fluido aumenta. Debido a la

disminución de la frecuencia natural de la tubería, ésta se puede volver susceptible a resonancia o falla por fatiga [5].

Consideremos una tubería de largo  $L$ , módulo de elasticidad  $E$ , segundo momento de área  $I$  y área seccional  $A$ , por la cual fluye un fluido de densidad  $\rho$  a una presión  $p$  y a una velocidad constante  $v$ . A medida que el fluido avanza por la tubería deflectada, éste es acelerado debido a la curvatura cambiante de la tubería y las vibraciones de la misma.

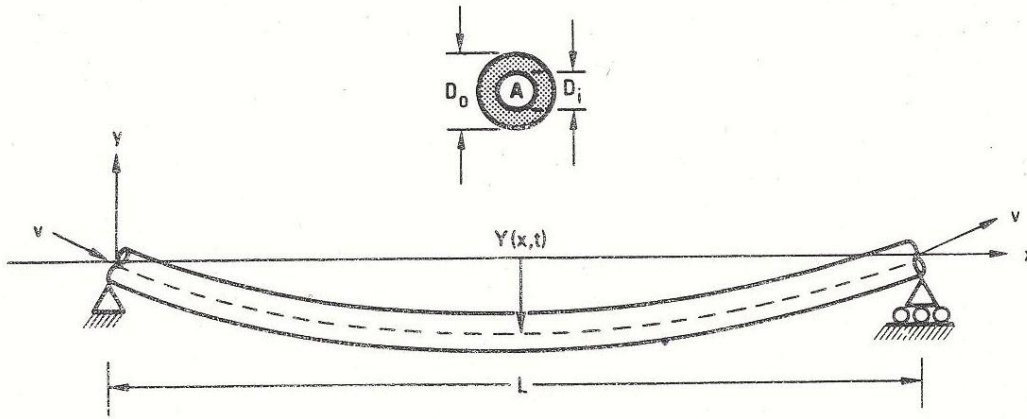


Figura 2: Deflexión de la tubería inducida por el fluido [5]

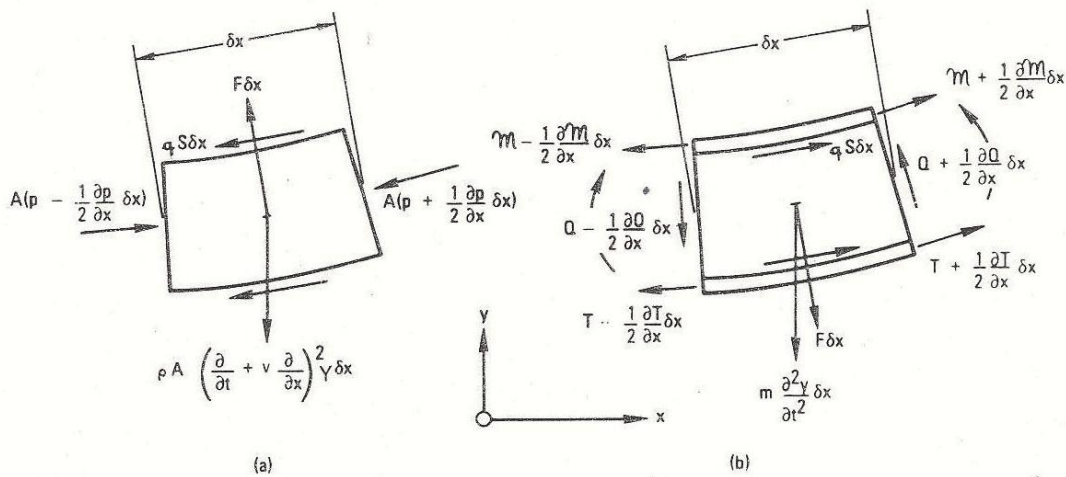


Figura 3: Tubería transportando fluido. (a) Fluído. (b) Tubería [5]

En base a la Figura 2 y la Figura 3, balanceando las fuerzas en la dirección Y para el elemento de fluido para deformaciones pequeñas se tiene

$$F - \rho A \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} = \rho A \left( \frac{\partial}{\partial t} + v \frac{\partial}{\partial x} \right)^2 Y \quad (1)$$

donde F corresponde a la fuerza que ejerce el fluido sobre la tubería, Y representa el desplazamiento de la tubería en función de la coordenada axial x,  $\rho$  y v son la densidad y la velocidad del fluido respectivamente.

El gradiente de presión a lo largo de la tubería se opone al esfuerzo de corte del fluido contra la pared del tubo. La suma de las fuerzas paralelas al eje de la tubería para flujo a velocidad constante da

$$A \frac{\partial p}{\partial x} + \varphi S = 0 \quad (2)$$

donde S es el perímetro interior de la tubería y  $\varphi$  es el esfuerzo de corte en la superficie interna de la tubería.

La ecuación de movimiento del elemento de tubería se muestra a continuación

$$\frac{\partial T}{\partial x} + \varphi S - Q \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} = 0 \quad (3)$$

donde Q es la fuerza de corte transversal en la tubería y T es la tensión longitudinal en la tubería.

Las fuerzas en el elemento de tubería normal al eje de la tubería aceleran el fluido en la dirección Y. Para pequeñas deformaciones,

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + T \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} - F = m \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} \quad (4)$$

donde m es la masa por unidad de longitud de la tubería vacía.

El momento de torsión M de la tubería, y la fuerza de corte transversal se relaciona de la siguiente manera

$$Q = -\frac{\partial M}{\partial x} = EI \frac{\partial^3 Y}{\partial x^3} \quad (5)$$

Combinando las ecuaciones anteriores y eliminando Q y F, se obtiene:

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + (\rho A - T) \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + \rho A \left( \frac{\partial}{\partial t} + v \frac{\partial}{\partial x} \right)^2 Y + m \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (6)$$

Eliminando el esfuerzo de corte en las ecuaciones (2) y (3) se llega a lo siguiente:

$$\frac{\partial(\rho A - T)}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

En el final de la tubería, para  $x=L$  se tiene que  $\rho A - T = 0$ , reemplazando esto en la ecuación (6) se obtiene la ecuación de movimiento para las vibraciones en una tubería transportando fluido:

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + \rho A v^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2\rho A v \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + M \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (8)$$

La ecuación anterior modela la vibración a la que está sometida la tubería debido al fluido transportado en su interior.

El primer término de la ecuación (8) corresponde a la componente de la fuerza ejercida por la tubería debido a su deflexión. El segundo término representa la fuerza que ejerce el fluido al moverse por una tubería curvada. El tercer término corresponde a la fuerza de Coriolis. El último término corresponde a la inercia que tiene la tubería y el fluido.

## 2.3 Normas ASME

### 2.3.1 ASME B31.11

La norma ASME B31.11 *Slurry Transportation Piping Systems* [7] es la utilizada para la construcción de todas las tuberías que transportan fluidos bifásicos sólido-líquido. Esta norma es muy utilizada en el país en la industria minera para el transporte de pulpas, concentrados y relaves.

Esta norma indica que la tubería debe ser capaz de resistir una prueba de fugas de 4 horas (tubería a la vista) a un mínimo de 1,1 PID (Presión Interna de Diseño).

La máxima presión de prueba que debe soportar la tubería viene dada por la siguiente ecuación:

$$P_{100\%} = \frac{2e\sigma_y}{D} \quad (9)$$

donde  $e$  es el espesor de pared de la tubería,  $\sigma_y$  es el esfuerzo de fluencia del material de la tubería y  $D$  es el diámetro exterior de la tubería.

### 2.3.2 ASME B16.5

La norma ASME B16.5 *Pipe Flanges and Flanged fittings* [8] se ocupa de dar las recomendaciones para las uniones enflanchadas que se utilizan en piping de presión. En esta norma se entregan las dimensiones que deben tener los diferentes tipos de flanges en función de la presión de operación a la que serán sometidos y el diámetro nominal de la tubería. En la norma, se considera el espesor estándar de tubería para cada diámetro nominal. Si el espesor es menor al valor estándar, se requerirá comprobar que la unión aún cumple con las exigencias de seguridad que contiene la norma.

### 2.4 Tubería

La tubería que se simulará será de material API 5L Gr. X65, que tiene un SMYS (specified minimum yield strength) de 450 [MPa].

El diámetro nominal de la tubería será de 6" y su espesor de pared será de 6,35 [mm]. El espesor estándar, considerado en [8] para una tubería de 6" es de 7,11 [mm], razón por la cual se llevará a cabo esta simulación, para así corroborar que lo establecido por dicha norma se cumpla también para este espesor menor.

El piping será Clase ASME 1500, por lo que la unión deberá resistir una presión interna de 1500 [psi].

Según [8], para la clase ASME 1500 el flange tipo welding neck debe tener las siguientes dimensiones:

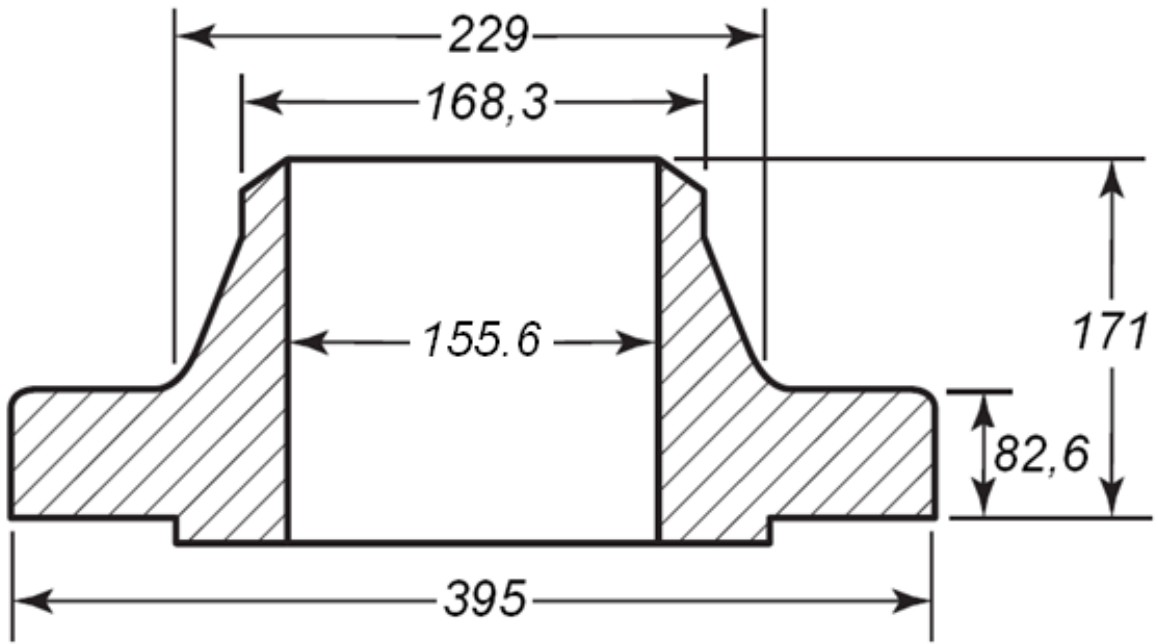


Figura 4: Dimensiones Welding Neck 6" Clase ASME 1500 [8]

### 3. Modelo

Al igual que en los estudios previos sobre vibraciones en tuberías que transportan un fluido en su interior, se supondrá que la tubería tiene apoyos del tipo rótula en ambos extremos, esto quiere decir que los desplazamientos estarán restringidos, sin embargo las rotaciones estarán libres.

En estudios anteriores la vibración se caracterizó de diferentes maneras. Está se puede aplicar tanto mediante fuerzas alternantes como a través de una ecuación que caracterice los desplazamientos que sufre la tubería en función de su coordenada axial y el tiempo. Este último método es muy utilizado en los programas de cálculo numérico, ya que la ecuación que gobierna la vibración es una ecuación diferencial de gran complejidad.

Los programas de elemento finito por lo general incluyen estas ecuaciones en sus modelos, por lo que sólo se requiere una fuerza que excite a la tubería. En particular, el software ANSYS tiene elementos PIPE utilizado para el diseño de tuberías [4], como éstos van a ser los elementos que se utilizarán en el desarrollo de esta memoria, se prefirió la excitación de la tubería mediante una fuerza por sobre la caracterización de la vibración mediante la ecuación de movimiento [11].

Las tuberías, siendo de un material elástico, vibran ante cualquier perturbación, la frecuencia de esta vibración viene dada por la frecuencia de la fuerza que excita a la tubería, en el caso de una tubería que transporta fluido presurizado en su interior, la tubería vibra a la frecuencia de la bomba que impulsa el fluido [12]. Las bombas utilizadas para el transporte de pulpa de cobre suelen ser de desplazamiento positivo, estas bombas trabajan a frecuencias bajas por lo que el estudio se basará en frecuencias inferiores a 10 [Hz].

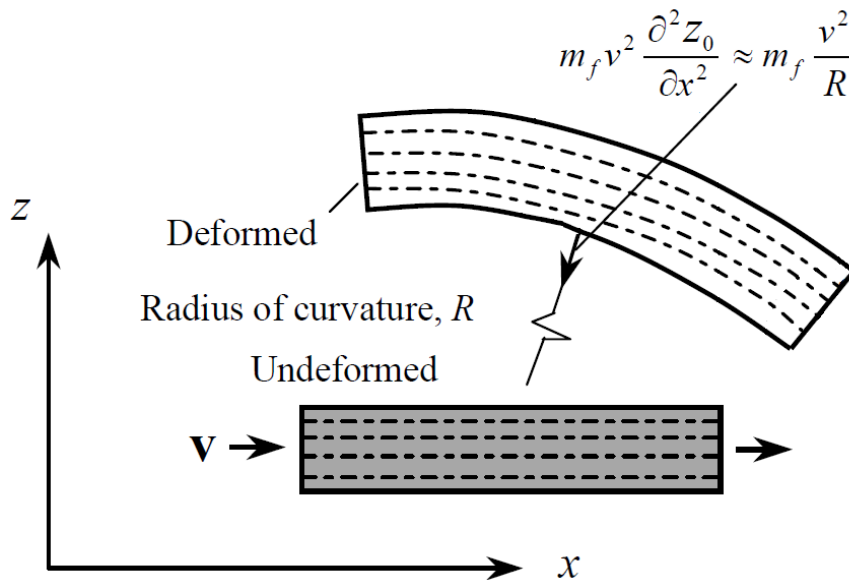
En [11] se realiza una derivación de las ecuaciones de movimiento de tuberías que transportan fluidos pulsantes como es el caso de este trabajo. Se estudia la teoría de vigas de Euler-Bernoulli, la que aplica una fuerza distribuida constante a lo largo de la tubería, la velocidad del fluido transportado al interior de la tubería  $v = v(t)$ , es sinusoidal, con frecuencia igual a la frecuencia de la bomba que impulsa el fluido.

Se obtienen ecuaciones que caracterizan el movimiento de la tubería ante el paso del fluido, el resultado de ese trabajo es una ecuación de la misma forma que la ecuación (8), pero esta ecuación ya está incorporada en el elemento PIPE16 que se utilizará en la simulación. Sin embargo, en este trabajo también se presenta una expresión para el cálculo de la fuerza que ejerce el fluido sobre la tubería:

$$F = m_f \frac{v^2}{R} \quad (11)$$

donde:

- F: Fuerza distribuida [N/m]
- $m_f$ : Masa del fluido [Kg/m]
- v: Velocidad del fluido [m/s]
- R: Radio de curvatura de la tubería [m]



**Figura 5: Fuerza distribuida según teoría de vigas Euler-Bernoulli [11]**

Con esta fuerza se desarrollará el modelo uniaxial.



## 4. Metodología

Las simulaciones para este trabajo se realizarán en el programa de Elemento Finito ANSYS. En este programa se realizarán dos conjuntos de simulaciones.

En el primer conjunto de simulaciones se realizarán en la interfaz APDL y se utilizarán elementos uniaxiales del tipo PIPE16. Se considerará un tramo típico de cañería entre dos apoyos. La longitud de este tramo será de 12 metros. La tubería será de acero API 5L X65 de diámetro nominal 6" y 6,35 mm de espesor. Se supondrá que la unión enflanchada se localizará en la mitad del tramo.

El objetivo de esta simulación será determinar condiciones de borde (desplazamientos, rotaciones y fuerzas) en las cercanías de la unión para realizar una simulación tridimensional en detalle de ésta. Esta estrategia se conoce como *substructuring o zooming*. Las solicitaciones considerarán cargas de peso propio y del fluido, presión interna y vibraciones inducidas por el flujo. No se considerarán las vibraciones que se pudieran producir debido a actividad sísmica.

El segundo conjunto de simulaciones corresponden a las simulaciones tridimensionales en la cercanía de la unión, éstas se realizaran en la interfaz workbench. Se realizarán diferentes simulaciones con condiciones de borde obtenidas del primer conjunto de simulaciones a varias distancias con respecto a la unión, por ambos lados. El objetivo será independizar la solución numérica con respecto a la distancia donde se apliquen las condiciones de borde.

Una vez obtenida la distancia desde la unión flange-tubería a la cual la solución no presenta variaciones apreciables (solución es independiente de las condiciones geométricas), se realizará la simulación tridimensional en las condiciones de operación.

Con los resultados de la simulación tridimensional, se determinará si la unión es capaz de soportar las condiciones de operación a la que será sometida, además de cumplir con los requisitos que presentan los códigos de diseño de este tipo de elementos.

## 4.1 Simulación uniaxial

Como fue mencionado previamente, este primer paquete de simulaciones fue desarrollado en la interfaz APDL utilizando elementos uniaxiales PIPE16.

Para realizar esta simulación se creó un modelo de la tubería, una sección de 12 metros apoyada en ambos extremos en soportes con los desplazamientos restringidos en los ejes X, Y y Z, sin embargo las rotaciones no fueron restringidas en ningún eje.

De acuerdo a la literatura[14], los elementos PIPE no necesitan de una malla específica para entregar resultados correctos en los puntos principales del modelo, sin embargo, si se requiere obtener resultados para puntos intermedios, es necesario realizar un mallado para obtener nodos intermedios. Se realizó un mallado de 120 elementos resultando en elementos de 10 [cm] de longitud.

Para obtener resultados que se asemejen a la realidad se caracterizan los materiales a utilizar, rigidez y densidad del acero, densidad del fluido y otras constantes que son necesarias especificar en el programa para obtener buenos resultados. Las dimensiones y parámetros utilizados en la simulación de la tubería se presentan a continuación:

**Tabla 1: Constantes del Modelo**

Diámetro Nominal	6	in
Diámetro	168,3	mm
Espesor	6,35	mm
Longitud	12	m
Densidad Fluido	1910	Kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young Acero	450	Gpa
Coef. Poisson Acero	0,3	-
Densidad Acero	7830	Kg/m <sup>3</sup>
Amortiguamiento	0,015	-

En esta primera simulación se realizó un análisis dinámico de la tubería en su totalidad. En primera medida se realizó un análisis modal para determinar tanto las frecuencias naturales como los modos de vibración de la estructura. El análisis modal es el punto de partida para un análisis dinámico más complejo como puede ser un análisis armónico, análisis transiente o análisis de espectro.

Se considerará una operación en estado estacionario por lo que las cargas aplicadas serán cíclicas. Debido a ésto, se realizará un análisis armónico. Este tipo de análisis permite predecir el comportamiento dinámico sostenido de la estructura, dando la posibilidad de verificar si el diseño logra soportar resonancia, fatiga y otros efectos potencialmente dañinos para la estructura.

El análisis armónico es una técnica utilizada para determinar la respuesta en estado estacionario de una estructura a una fuerza que varía sinusoidalmente con respecto al tiempo. La idea es obtener la respuesta de la estructura a diferentes frecuencias. Se realiza un gráfico de Desplazamiento vs. Frecuencia para identificar los máximos, luego, los esfuerzos son estudiados en estos máximos. En el caso de este trabajo, se obtuvieron los desplazamiento y rotaciones en este máximo y se estudia en el modelo 3D. Como este tipo de análisis únicamente calcula las vibraciones forzadas en estado estacionario, no se toman en cuenta las vibraciones transientes que pueden ocurrir al comienzo de la excitación.

En la interfaz APDL los valores que se ingresan no llevan unidades, por lo cual es muy importante ser consistente con las unidades seleccionadas con la finalidad de obtener resultados coherentes. La distancia se ingresará en metros [m], la presión en pascales [Pa], la fuerza en Newton [N] y la masa en kilogramos [Kg].

Lo primero que se realiza es la selección del tipo de elemento, en este caso es el PIPE Elastic Straight 16. Luego se ingresan las constantes de la tubería, en este caso son: diámetro exterior 0,1683 [m], espesor de 0,00635 [m] y densidad del fluido interior 1910 [Kg/m<sup>3</sup>].

De igual manera es necesario especificar las propiedades del material de cual está hecha la tubería. Como se explicitó en los alcances, se utilizan propiedades de material lineal, elástico e isotrópico con un módulo de Young de  $450 \times 10^9$  [Pa] y un coeficiente de Poisson de 0,3. Así mismo una densidad del acero de 7850 [Kg/m<sup>3</sup>]. Se aplicó amortiguamiento sobre la estructura, de [13] se obtuvo que para tubería de diámetro pequeño ( $d < 12''$ ) se utiliza una tasa de amortiguamiento entre 0,01 y 0,02. En este caso se utilizó una tasa de amortiguamiento de 0,015.

Se crean 2 Keypoints, uno en el origen y otro situado a 12 [m] sobre el eje X, entre estos dos puntos se traza una línea recta. Esta línea se divide en

120 elementos de igual tamaño por lo cual cada elemento tiene una longitud de 10 [cm].

El primer cálculo que se realiza es un análisis modal de la estructura. Para éste todavía no existen cargas, solo la geometría que se va a estudiar y las condiciones en los apoyos. Se restringen 3 grados de libertad en cada extremo de la tubería, estos grados de libertad son los desplazamientos por lo que las rotaciones quedan libres.

Se extraen las primeras 5 frecuencias naturales. Con éstas es posible determinar a qué frecuencia se realizará el estudio. Ésto debido a que se busca una condición de operación que sea potencialmente dañina para las instalaciones pero que al mismo tiempo sea posible lograrla con las frecuencias a las que trabajan normalmente las bombas de desplazamiento positivo.

Luego de ésto se realiza un análisis armónico de la estructura excitada. Para esto se aplica la presión interior de 10 [MPa] que debe soportar la unión debido a la clase ASME #1500 que debe soportar 1500 [psi]. Se somete la tubería a los esfuerzos debido a su peso propio a través de la aceleración de gravedad. También se aplica una fuerza distribuida de 5 [N/m] obtenida a partir de la ecuación (11) teniendo en cuenta que la velocidad del fluido es de 5 [m/s] y la masa del fluido en función de la longitud de tubería es de 36,32 [Kg/m]. Esta fuerza se obtiene por iteración, ya que se supone una fuerza y se calcula el radio de curvatura de la tubería. Con este valor se calcula nuevamente la fuerza, para obtener un nuevo radio. Esto reiteradas veces hasta obtener la fuerza definitiva.

Para los análisis armónicos, se pueden obtener resultados de 2 maneras. Se puede observar el comportamiento de un nodo en función de las diferentes frecuencias estudiadas o se puede obtener los resultados para toda la tubería para una frecuencia fija.

En primera medida se selecciona realizar el estudio para frecuencias entre 0 y 50 [Hz], variando la frecuencia cada 0,1 [Hz] por lo que se obtienen 500 frecuencias distintas. Luego, observando los resultados que se obtenían, teniendo en cuenta que las amplitudes más dañinas sucedían a bajas frecuencias se redujo el estudio a frecuencias entre 0 y 10 [Hz]. Para estos

estudios se tomó el nodo intermedio de la tubería ya que este es el que tiene mayores desplazamientos.

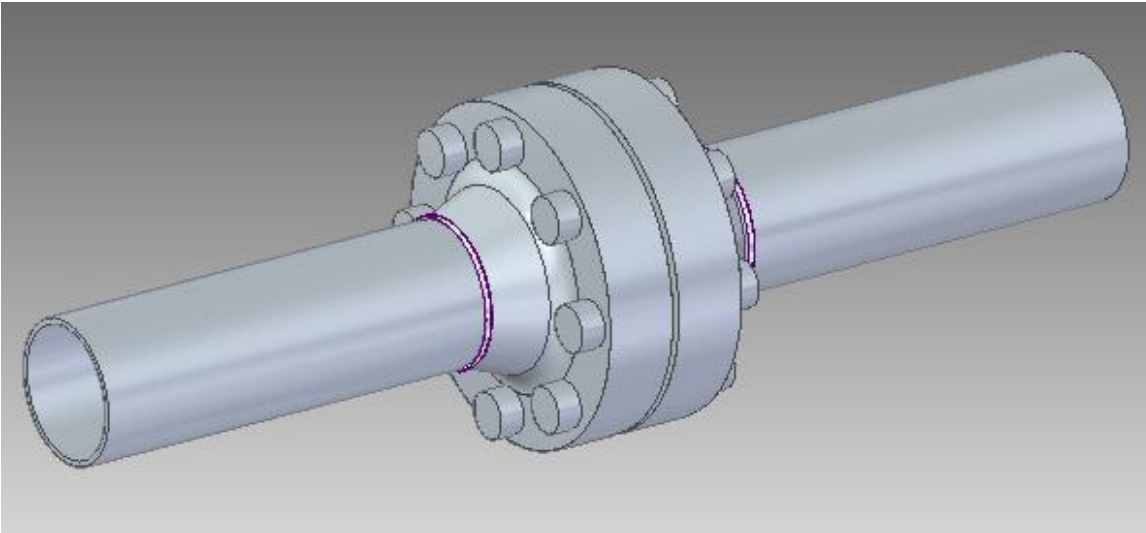
Luego de ésto se toma la frecuencia de 3,03 [Hz] para tener resultados en todos los puntos de la tubería. Esto debido a que a esa frecuencia se observan los resultados más dañinos para la estructura. Mediante Tabla de Elementos es posible obtener los desplazamientos y rotaciones para cada uno de los elementos del modelo, y de esta forma es posible exportar estos valores al modelo 3D.

## 4.2 Simulación tridimensional

La simulación tridimensional se llevará a cabo en 2 etapas principalmente, primero se realizará la técnica de *zooming* o *substructure* con los datos obtenidos en la simulación uniaxial, para diferentes distancias con respecto al flange, con la finalidad de encontrar una distancia mínima que no afecte los resultados y minimice el tiempo de cómputo.

Una vez obtenida esta distancia mínima a la cual realizar la simulación, se realizará una simulación más detallada, para obtener los resultados finales del estudio, a los cuales se les realizará un análisis de fatiga para comprobar si la estructura estaba capacitada para soportar las cargas para las que fue diseñada.

Se utiliza el software Solid Edge, un software CAD (Computer Aided Desing), para realizar un dibujo 3D de la unión, dibujando por separado el flange, la tubería y uniendo el flange-tubería mediante un cordón de soldadura. Ambos flanges son unidos por 8 pernos. Las dimensiones del dibujo están de acuerdo con el estándar ASME B16.5, tanto los flanges como los pernos.



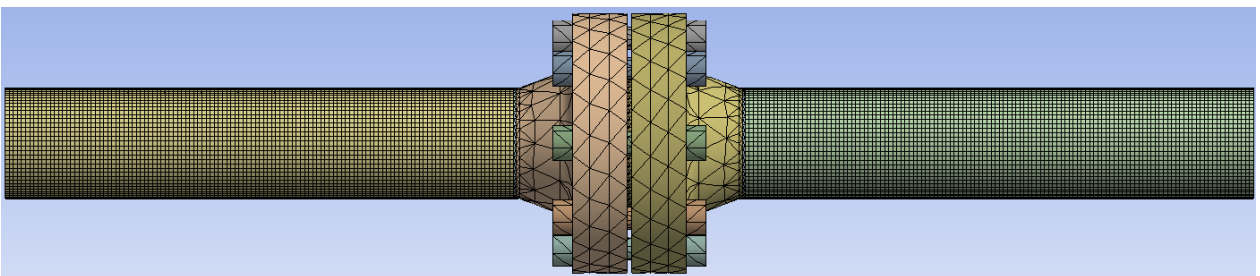
**Figura 6: Modelo 3D**

#### **4.2.1 Substructure e independización de los resultados**

En la simulación uniaxial se calcularon los desplazamientos y rotaciones para los elementos PIPE, como se explicó anteriormente, estos resultados son utilizados como condiciones de borde para esta segunda simulación.

La forma de realizar esta técnica es aplicar en la cara libre de la tubería, el desplazamiento y rotación que sufre acorde con el modelo uniaxial. De igual manera se aplican las fuerzas del primer modelo que correspondan para esta porción de la tubería, estas corresponden a la fuerza distribuida, el efecto de la gravedad además de la presión interior.

Se realiza en ANSYS Workbench un análisis estático estructural, aplicando las condiciones de borde mencionadas anteriormente. En un primer cálculo, se utiliza el mallado automático del programa debido a su simpleza, por lo cual se reduce el tiempo de cálculo.

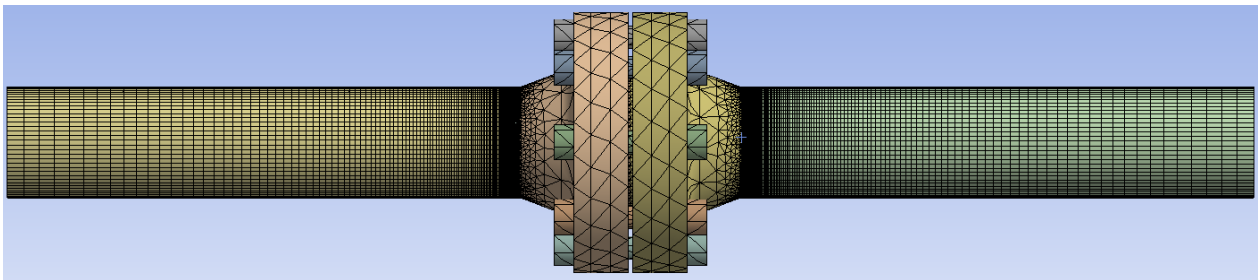


**Figura 7: Mallado automático para 1900 [mm]**

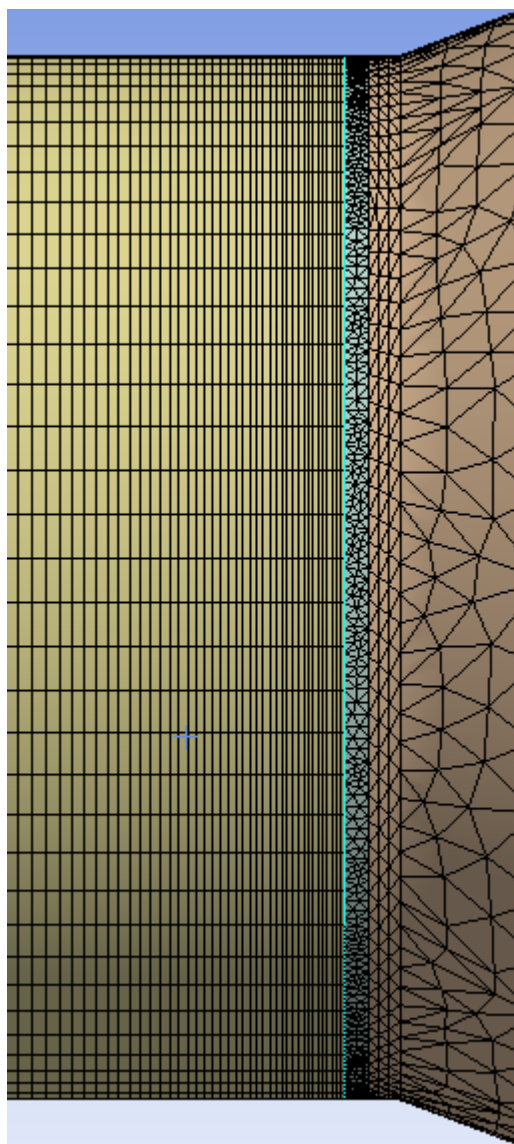
Como cada elemento en la simulación uniaxial medía 100 [mm], las distancias a las cuales se realizaron los cálculos en esta primera aproximación, se fueron aumentando 200 [mm] desde 500 hasta 3500 [mm]. Esta distancia es la que existe entre ambas caras libres de la tubería.

Los resultados obtenidos con esta malla no son de gran calidad, sin embargo sirven para acotar el grupo de geometrías a las cuales se le realizará una mejora en el mallado para obtener resultados de mejor calidad y de esta forma reducir tiempos de cómputo, ya que con un mallado más fino el tiempo que demora en realizar el cálculo aumenta considerablemente.

Para mejorar la calidad de la malla, y ponerle mayor énfasis a la soldadura que es la parte de mayor interés en este estudio, se realiza un refinamiento de ésta. En la parte de la tubería se utiliza un mallado tipo Sweep, con un tipo de Sweep Bias con 50 Bias. En la soldadura se realiza un sizing de tamaño 0,002 [m] y en el flange, se realiza un refinamiento de nivel 2 en la cara que da a la soldadura.



**Figura 8: Mallado refinado**



**Figura 9: Énfasis de la malla sobre la soldadura**

Con esta nueva malla se realizan simulaciones con dimensiones de la unión entre 1900 y 3500 [mm] nuevamente aumentando 200 [mm] entre cada caso.

Tanto para las simulaciones con la malla automática como para las que se realizaron con la malla refinada, se considera como criterio de independencia de los resultados el esfuerzo equivalente de Von Mises. Una vez lograda la convergencia de este parámetro, se determina cual es la geometría con la que se realizará la última parte del trabajo.



#### **4.2.2 Simulación final**

Luego de obtener los resultados para diferentes distancias en el paso anterior, se determina la distancia para la cual se realizara esta simulación final.

Para esta distancia se aplicarán las cargas de manera diferenciada, es decir, se aplicará solo una carga por modelo, de esta forma se podrá conocer cuáles son las cargas que tienen mayor influencia sobre la unión. Se utilizarán 3 modelos para simular las diferentes cargas, estas son, la carga aplicada por la gravedad o el peso de la estructura, la presión interna que ejerce el fluido sobre el interior de la tubería y las vibraciones inducidas por el fluido o FIV (Flow-Induced Vibrations).

Estas 3 cargas independientes se modelan al igual que en las simulaciones anteriores mediante un análisis estático estructural. Se calculará tanto el esfuerzo equivalente de Von Mises como los 3 esfuerzos principales. El esfuerzo de Von Mises permitirá determinar cuáles son las cargas más dañinas para la estructura y de esta forma poder proponer variaciones al diseño de ser necesarias. Los esfuerzos principales serán utilizados en el análisis de fatiga para determinar si la unión está capacitada para soportar las condiciones de operación.

Para el modelo al que se le aplica la carga producida por el propio peso, se restringen los desplazamientos en las caras libres de la tubería y se aplica una aceleración en el eje Z de  $9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$ .

La presión interior se aplica sobre todas las caras interiores de la tubería en dirección normal a éstas, produciendo una presión uniforme en toda la tubería.

Para la FIV se aplican en las caras libres de la tubería, los desplazamientos y rotaciones obtenidas en la simulación uniaxial. Además se aplica la fuerza distribuida en la misma dirección de los desplazamientos.

#### **4.3 Análisis de fatiga**

En la simulación final se realiza un análisis estático de las diferentes cargas, pero debido a la característica oscilante del movimiento de la tubería, es

necesario realizar un análisis del comportamiento ante la fatiga frente a cargas variables.

Cada una de las cargas que se aplica tiene un patrón de carga particular. El peso de la estructura se mantendrá constante ya que no existen variaciones en el volumen transportado, tanto la presión interna como las FIV presentan un patrón sinusoidal con la misma frecuencia, con la diferencia que la presión nunca es negativa en ningún caso, es decir, es un senoide con mínimo 0 mientras que las FIV son un senoide con media 0, es decir, sus máximos y mínimos son iguales en magnitud e inversos en signo.

Los patrones de carga se grafican a continuación:

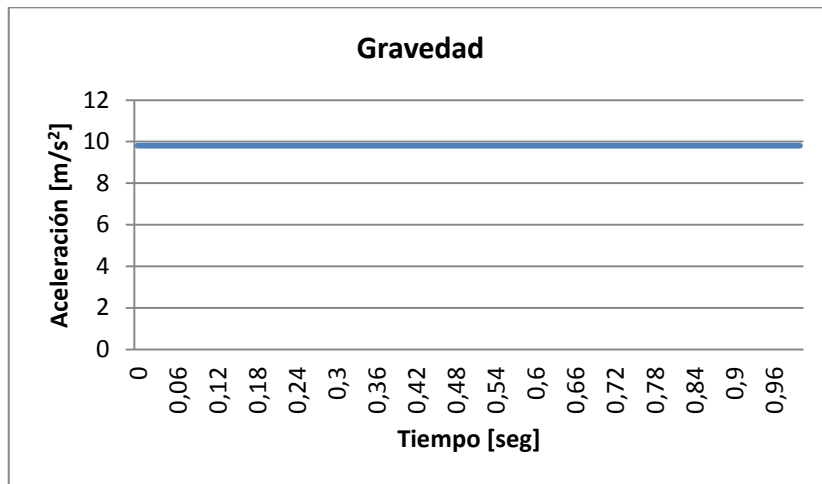


Gráfico 1: Patrón de carga de la aceleración gravitacional

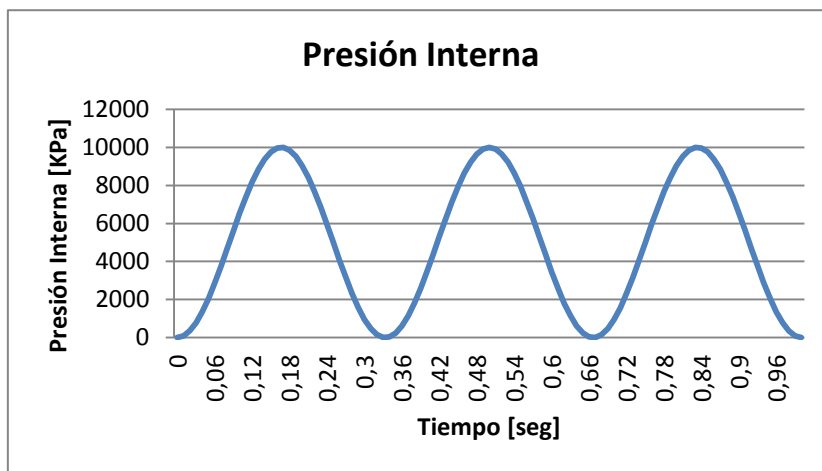
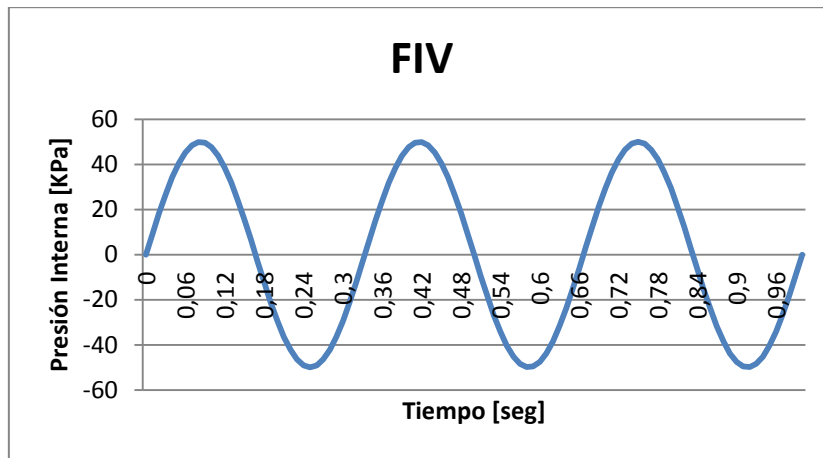


Gráfico 2: Patrón de carga de la presión interna



**Gráfico 3: Patrón de carga de la vibración inducida por el fluido**

Una vez obtenidos los esfuerzos principales que genera sobre la estructura cada una de las cargas, éstos se suman o restan según corresponda, de acuerdo a los diferentes patrones de carga, para obtener los esfuerzos máximos y mínimos para cada uno de los esfuerzos. Luego se calcula el esfuerzo alternante y medio para cada una de las componentes del esfuerzo.

$$\sigma_{VM}^a = \sigma_{VM}(\sigma_1^a, \sigma_2^a, \sigma_3^a) \quad (12)$$

$$\sigma_{1,2,3}^a = \frac{|\sigma_{1,2,3}^{max} - \sigma_{1,2,3}^{min}|}{2} \quad (13)$$

$$\sigma_{VM}^m = \sigma_{VM}(\sigma_1^m, \sigma_2^m, \sigma_3^m) \quad (14)$$

$$\sigma_{1,2,3}^m = \frac{\sigma_{1,2,3}^{max} + \sigma_{1,2,3}^{min}}{2} \quad (15)$$

El súper índice  $a$  corresponde al esfuerzo alternante, el súper índice  $m$  corresponde al esfuerzo medio mientras que los sub índices 1, 2 y 3 corresponden a los tres esfuerzos principales. Por su parte el sub índice VM representa el esfuerzo de Von Mises.

Una vez caracterizados los esfuerzos fluctuantes, se utilizan diferentes criterios de falla por fatiga considerando vida infinita para la pieza. En este caso particular se trabajará con el criterio de energía de distorsión Goodman, de Gerber y ASME-elíptica [15]. Se calculan los factores de seguridad resultantes para cada uno de los métodos según las siguientes ecuaciones:

- Goodman: 
$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y}} \quad (16)$$

- Gerber: 
$$n_f = \frac{1}{2} \left( \frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[ -1 + \sqrt{1 + \left( \frac{2\sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a} \right)^2} \right] \quad (17)$$

- ASME-Elíptica: 
$$n_f = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2}} \quad (18)$$

También se toma en cuenta el criterio de Langer para la fluencia en primer ciclo. El factor de seguridad para el criterio de Langer se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$n_y = \frac{1}{\frac{\sigma_a + \sigma_m}{S_y}} \quad (19)$$

donde

- $n_f$ : Factor de seguridad a la fatiga
- $n_y$ : Factor de seguridad contra fluencia en primer ciclo
- $S_{ut}$ : Límite ultimo de tracción
- $S_y$ : Límite de fluencia
- $S_e$ : Límite real de resistencia a la fatiga

Para obtener el límite real de resistencia a la fatiga se debe en primera medida calcular  $S'_e$  o límite de resistencia a la fatiga. Este se calcula como:

$$S'_e = 0,506 * S_{ut} \quad (20)$$

Una vez calculado  $S'_e$  se calcula  $S_e$  mediante la ecuación de Marin:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (21)$$

donde

- $k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial
- $k_b$ : Factor de modificación del tamaño
- $k_c$ : Factor de modificación de la carga
- $k_d$ : Factor de modificación de la temperatura
- $k_e$ : Factor de confiabilidad

Estos factores sirven para ajustar el límite de resistencia a la fatiga a las características propias del diseño, ya sea su condición superficial, tamaño de la pieza sometida a cargas cíclicas, tipo de carga cíclica, temperatura u otros efectos. De esta forma se ajusta el límite último a la tracción, que es una propiedad de los materiales obtenida generalmente en pruebas de laboratorio estandarizadas, a las condiciones reales de operación.

Paralelamente, también se realizará un análisis de fatiga con el módulo de fatiga que incluye el programa ANSYS. Estos resultados se utilizarán para validar los cálculos previamente realizados.

## 5. Resultados y análisis

En este capítulo se presentaran los resultados finales obtenidos a partir de los procedimientos descritos en el capítulo anterior. Se muestran los resultados tanto del modelo uniaxial como de cada una de las etapas de la simulación tridimensional y el análisis de fatiga.

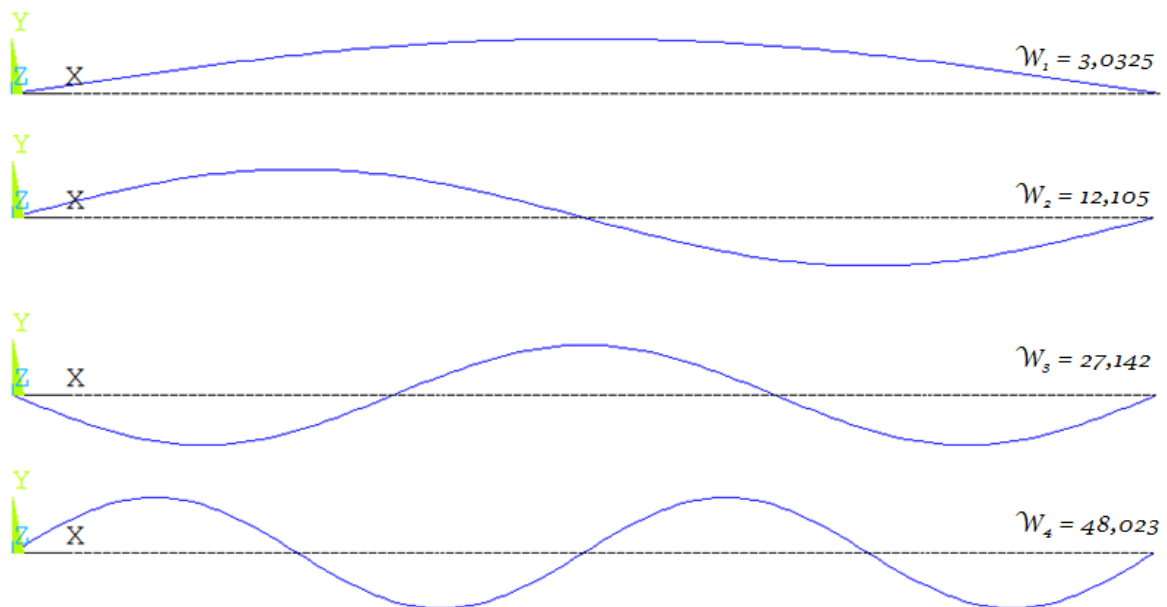
### 5.1 Simulación uniaxial

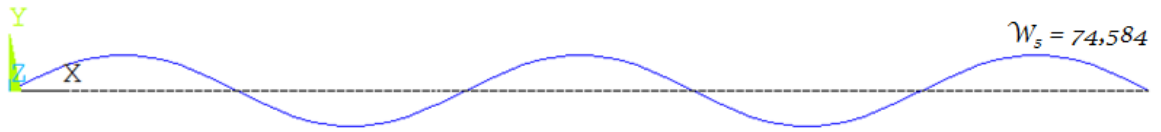
En la primera parte de la simulación uniaxial se realizó un análisis modal, extrayendo las primeras 5 frecuencias naturales de la tubería, que se muestran a continuación:

**Tabla 2: Frecuencias naturales**

Modo	Frecuencia [Hz]
1	3,0325
2	12,105
3	27,142
4	48,023
5	74,584

En la tabla anterior se observan las frecuencias naturales más bajas de la tubería. A demás se presentan los modos de vibración asociados a cada una de estas frecuencias:



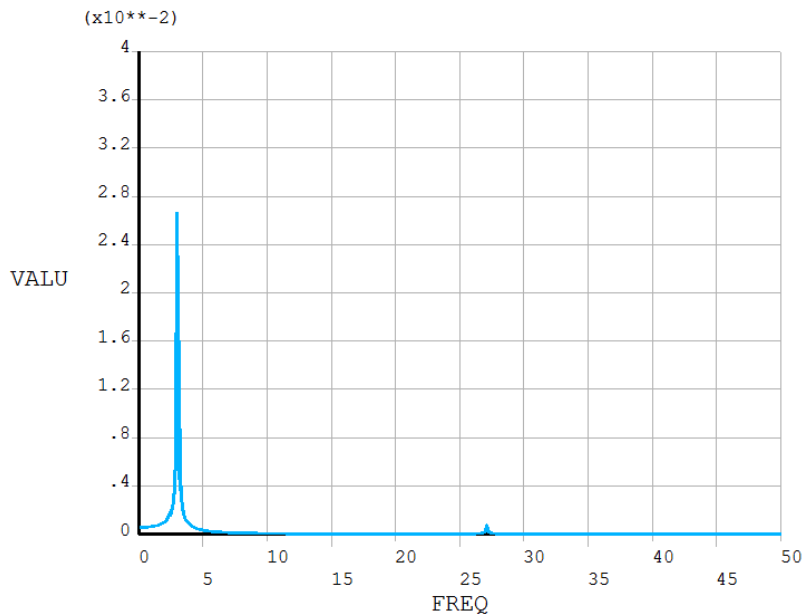


**Gráfico 4: Modos de vibración**

Las bombas de desplazamiento positivo que son las encargadas de bombear la pulpa al interior del concentrado tienen velocidades de rotación bajas. En operación normal pueden alcanzar entre 100 y 300 [RPM], es decir, entre 1,5 y 5 [Hz] aproximadamente. Es por esto que la menor frecuencia natural, de 3,0325 [Hz] es la que presenta el mayor interés para este estudio.

A partir de la ecuación (11) se obtiene que el fluido ejerce una fuerza oscilatoria de 5 [N/m]. Aplicando esta fuerza al modelo más la aceleración de gravedad se continúa con el estudio.

Sabiendo las frecuencias naturales, se realizó el análisis armónico de la tubería, en primera medida entre 0 y 50 [Hz] para observar el comportamiento de la tubería en este rango de frecuencias. Se realizan la mayor cantidad de cálculos que permite el programa, 500 *SubSteps*, esto quiere decir que se consideran 500 frecuencias equidistantes entre 0 y 50 [Hz]. A continuación se grafica la amplitud máxima vs frecuencia para el rango dicho anteriormente.

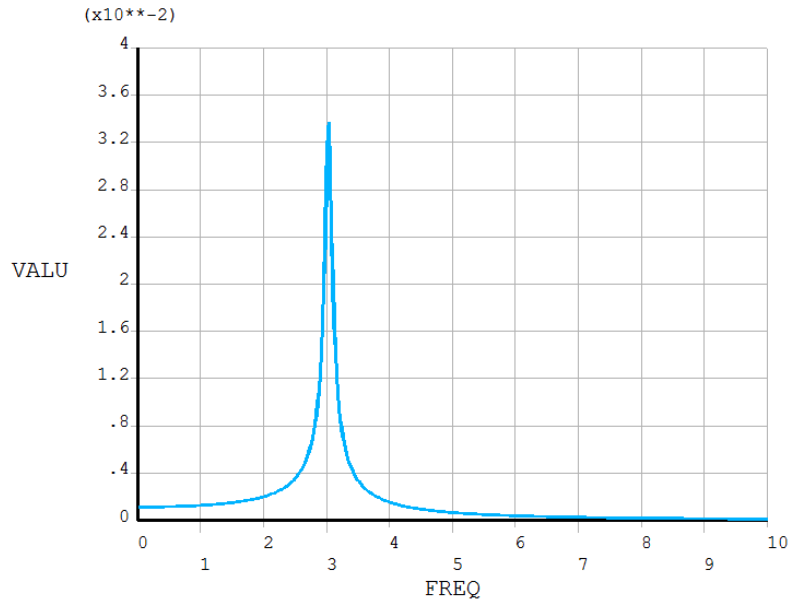


**Gráfico 5: Amplitud vs Frecuencia entre 0 y 50 [Hz]**

En el Gráfico 5 se observa la amplitud de la vibración de la tubería en función de la frecuencia de excitación para su punto medio. Se observa una resonancia cerca de los 3 [Hz] que corresponde a la menor frecuencia natural y un segundo peak se observa alrededor de los 27 [Hz] que corresponde a la tercera frecuencia natural. No es extraño que no se observen resonancias para las frecuencias naturales 2 y 4 ya que como se observa en el Gráfico 4, para esas frecuencias, el modo de vibración es tal que el punto medio de la tubería permanece sin desplazamiento.

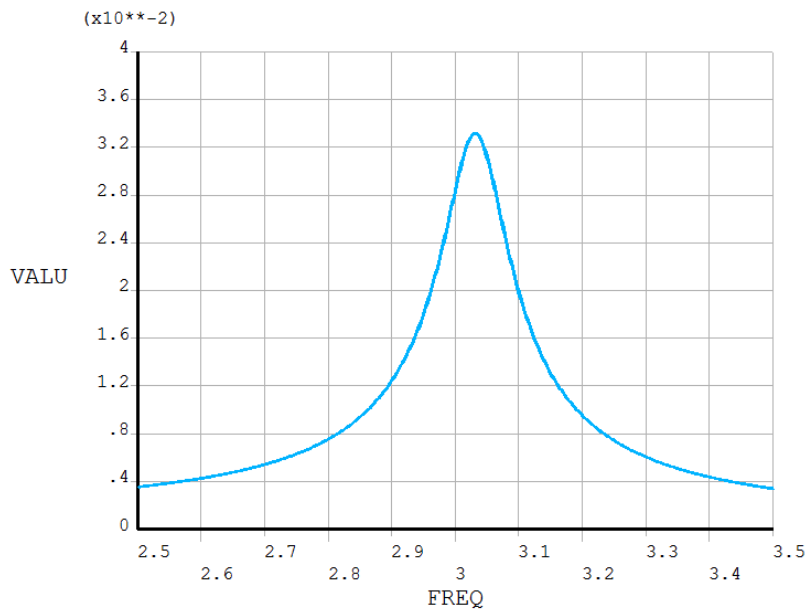
Luego de observar este resultado, se disminuye el rango de las frecuencias con el fin de verificar que el máximo de desplazamiento encontrado en el gráfico anterior no se deba que el programa no calcula la frecuencia lo suficientemente cerca de la frecuencia natural. En este caso se toma un rango entre 0 y 10 [Hz] también considerando 500 *SubSteps*.





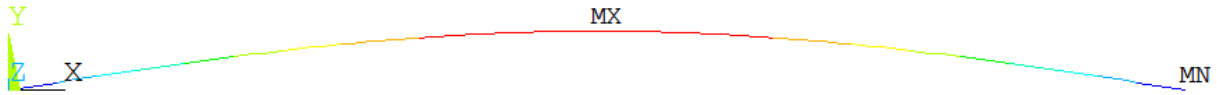
**Gráfico 6: Amplitud vs Frecuencia entre 0 y 10 [Hz]**

Al notar que reduciendo el rango de las frecuencias estudiadas, el peak de amplitud aumentaba con respecto al Gráfico 6, se redujo aún más el rango de frecuencias. En este caso se tomaron 500 frecuencias entre 2,5 y 3,5 [Hz] para observar si el valor de la amplitud máxima obtenido anteriormente era correcto o se estaba obteniendo un error numérico por la aproximación que realiza el programa.



**Gráfico 7: Amplitud vs Frecuencia entre 2,5 y 3,5 [Hz]**

Al observar los resultados presentados en el Gráfico 7, se determina que la amplitud de la oscilación es la correcta, se logró suprimir el error de aproximación. Luego de esto, se selecciona la frecuencia 3,0325 [Hz] para obtener resultados para toda la tubería, es decir, para una frecuencia fija, se obtienen desplazamientos y rotaciones en función de X.



**Gráfico 8: Tubería deformada**

En el Gráfico 8 se muestra la forma que tiene la tubería en el punto de mayor desplazamiento. Se muestran los desplazamientos para cada uno de los elementos. La forma que adquiere la tubería es consecuente con lo encontrado en el análisis modal, y con el Gráfico 4 donde se mostró el modo de vibración para la frecuencia de 3,0325 [Hz]. Los extremos de la tubería están fijos, siendo el desplazamiento en estos puntos igual a 0. El mayor desplazamiento ocurre en el centro de la tubería.

Mediante una tabla de elementos se obtienen desplazamientos y rotaciones para cada uno de los elementos de la malla. Como se especificó anteriormente, cada elemento tiene una longitud de 100 [mm], por lo tanto estas son las distancias a las cuales se tomarán las condiciones de borde para el modelo 3D.

Los resultados de esta simulación se presentan a continuación:

**Tabla 3: Desplazamientos y rotaciones**

Elemento	Despl. [m]	Rot. [Rad]
42	0,03043	0,00419
43	0,03084	0,00398
44	0,03123	0,00377
45	0,03159	0,00355
46	0,03194	0,00333
47	0,03226	0,00311
48	0,03256	0,00289
49	0,03284	0,00267
50	0,03309	0,00244
51	0,03333	0,00221

52	0,03354	0,00198
53	0,03372	0,00175
54	0,03389	0,00152
55	0,03403	0,00129
56	0,03415	0,00106
57	0,03424	0,00082
58	0,03431	0,00059
59	0,03436	0,00035
60	0,03438	0,00012
61	0,03438	-0,00012

En la Tabla 3 se observan los desplazamientos y rotaciones para los elementos centrales de la tubería. Los elementos del medio son el 60 y 61. En total son 120 elementos. Se observa que el mayor desplazamiento ocurre en los elementos centrales, lo que era esperado teniendo en consideración el Gráfico 8. También se observa que la rotación para estos elementos es la menor. De hecho entre los elementos 60 y 61 se genera un punto de inflexión donde pasa de tener un ángulo positivo de rotación a uno negativo. De esta misma forma, se obtiene el ángulo de rotación máximo que corresponde al primer y último elemento, el 1 y 120 respectivamente, que tiene un valor de 0,01666 [Rad] el cual equivale a 1,91°. Éste ángulo se utiliza para calcular el radio de curvatura, que será de 180 [m]. Con este valor y utilizando la Ecuación (11) se obtiene que la fuerza utilizada de 5 [N/m] es consistente.

## 5.2 Simulación tridimensional

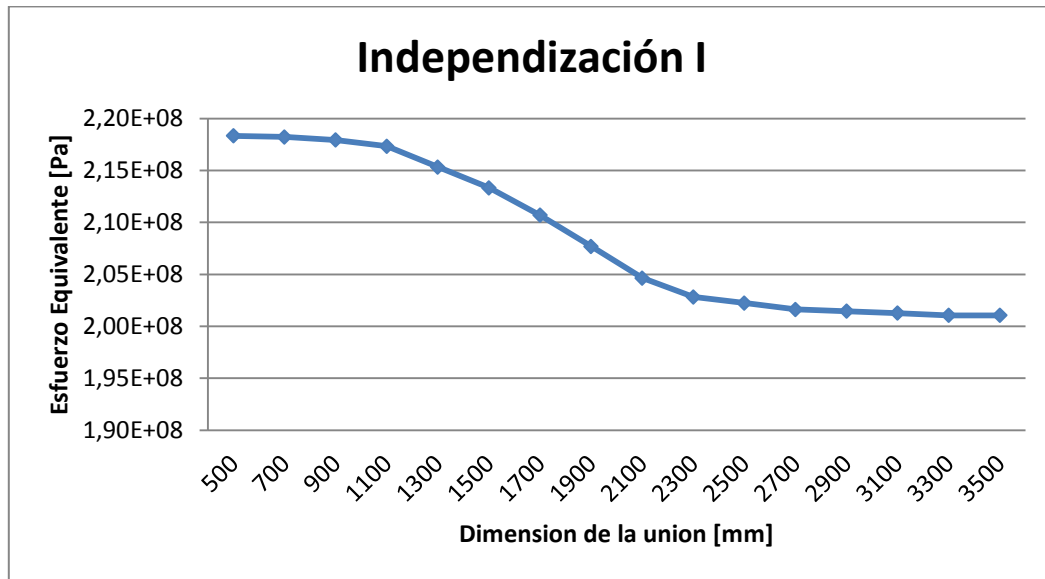
Luego de tener los resultados de la Tabla 3, los cuales serán utilizados como condiciones de borde para el substructure, se puede comenzar con la parte tridimensional del trabajo.

### 5.2.1 Substructure e independización de los resultados

En esta parte del trabajo fue donde se realizó la mayor cantidad de simulaciones, con la finalidad de obtener la distancia con respecto al flange para la cual los resultados no presenten mayores variaciones.

Como se explicó en la metodología, en primer lugar se realizan varias simulaciones utilizando una malla muy gruesa, generada automáticamente

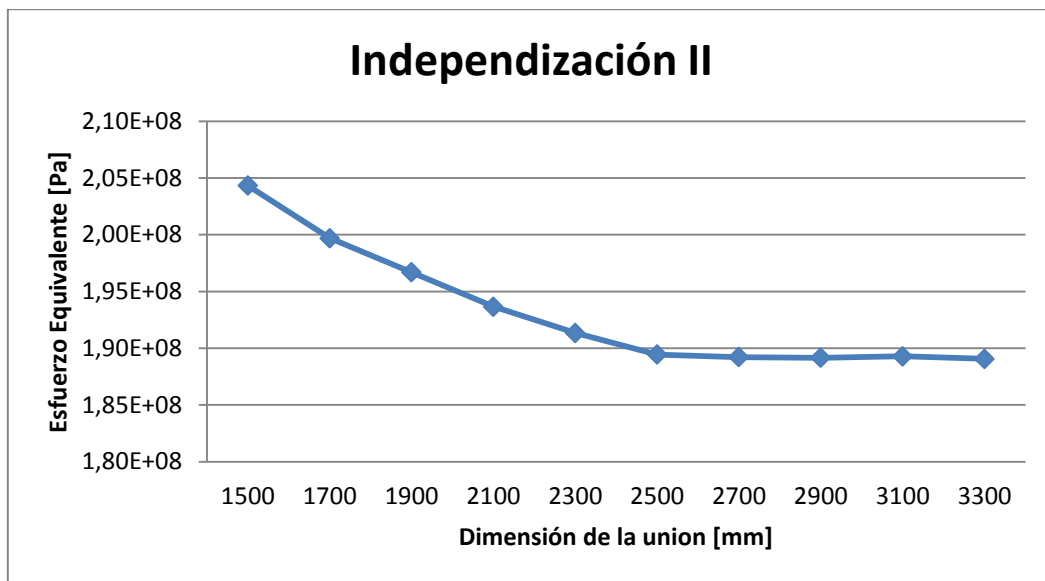
por el programa, para reducir los tiempos de cómputo, abarcando un rango amplio de distancias.



**Gráfico 9: Independización con malla automática**

De los resultados obtenidos se observa cómo para las mayores distancias, sobre 2300 [mm] los resultados tienden a estabilizarse. Es en esta zona donde los resultados comienzan a ser independientes de las dimensiones del modelo.

Teniendo en cuenta lo anterior, se realiza el mismo proceso, sin embargo en esta ocasión se utiliza una malla más fina y con énfasis en la zona de la soldadura, con la finalidad de obtener resultados de mayor calidad.



**Gráfico 10: Independización con malla refinada**

Luego de refinar la malla, lo primero que se observa es que los esfuerzos equivalentes para una misma distancia disminuyen. Esto llevó a realizar 3 refinaciones diferentes de la malla en busca de evitar posibles errores arrastrados por la calidad de la malla.

Tomando la unión de 2900 [mm] se realizan las pruebas de mallado. El mallado automático de ANSYS genera una malla con 153.768 nodos en 28.361 elementos. Para el primer refinamiento, con énfasis en la soldadura, se obtuvo una malla con 238.474 nodos en 79.219 elementos. Se realizó un refinamiento con énfasis en la soldadura pero elementos de menor dimensión, y se obtuvieron 1.356.669 nodos para 739.000 elementos. Se generó también una malla automática pero con menor tamaño de elementos. Esta última tuvo 964.975 nodos en 484.830 elementos. Se realizó la simulación con las tres nuevas mallas, obteniendo resultados que diferían entre ellos en menos del 1%, por lo que, debido a tener un menor número de elementos y por consiguiente demorar menos tiempo para realizar los cálculos, se utilizó la primera malla generada con énfasis en la soldadura.

En el Gráfico 10 se observa cómo a partir de los 2700 [mm] los resultados prácticamente no varían, pero para evitar errores y debido a que el tiempo de cómputo entre uno y otro no difiere mucho, se decide trabajar con 2900 [mm] para la simulación final.

## 5.2.2 Simulación final

La simulación final se realiza con una geometría de 2900 [mm]. Las cargas se separan en gravedad, vibraciones inducidas por el fluido y presión interna.

Se realizan análisis estáticos de las tres cargas por separado. Ésto se realiza para determinar que incidencia tiene sobre la estructura cada una de las cargas que debe resistir. Con estos esfuerzos luego se realizará un análisis de fatiga de la unión para ver si el diseño es capaz de soportar las condiciones normales de operación.

Los mayores esfuerzos se encontraron en todos los casos en la zona de la soldadura como era esperado. Tanto los esfuerzos equivalentes de Von Mises como los esfuerzos principales se muestran a continuación.

**Tabla 4: Esfuerzos resultantes para las tres cargas**

Carga	Gravedad	Pint	FIV
$\sigma_1$ [Pa]	1,41E+07	7,62E+07	7,03E+07
$\sigma_2$ [Pa]	5,10E+06	1,85E+07	2,11E+07
$\sigma_3$ [Pa]	6,13E+05	1,41E+06	5,62E+06
$\sigma_{VM}$ [Pa]	1,19E+07	6,79E+07	5,84E+07

Se observa que las tres cargas producen esfuerzos equivalentes de igual orden de magnitud por lo tanto todas deben ser consideradas en el diseño de este tipo de uniones. Sin embargo hay una clara diferencia en la magnitud del esfuerzo que produce el peso de la estructura, siendo éste notoriamente menor a los esfuerzos producidos debido a las vibraciones y a la presión interna.

La presión interna es la carga que genera el mayor esfuerzo, por lo que debe considerarse con cuidado en el diseño de mineroductos, procurando mantener las presiones de diseño lo más bajas posibles. Sin embargo esto no siempre es viable ya que para realizarlo se requeriría de estaciones de bombeo intermedias incrementando el costo de los proyectos.

De igual forma, la vibración genera esfuerzos muy similares a los producidos por la presión interna. En este caso la velocidad es clave en el momento de diseñar las tuberías ya que debido a que se transportan sólidos en suspensión, la velocidad debe ser suficiente para evitar que el material sólido decante generando tapones que pueden elevar demasiado la presión al

interior de la tubería provocando la falla de ésta. Sin embargo se busca la mínima velocidad que asegure el transporte del material suspendido, ya que una velocidad alta aumenta el desgaste del tubo, acortando la vida útil de las estructuras, y debido a la ecuación (11), la fuerza que ejerce sobre la tubería aumenta con el cuadrado de la velocidad, por lo que una velocidad de transporte alta genera vibraciones que pueden ser potencialmente muy dañinas para la tubería.

### 5.3 Análisis de fatiga

Para el análisis de fatiga se tomaron las tres cargas, dos oscilantes y una constante. Se calculó el esfuerzo máximo y mínimo para cada componente de los esfuerzos principales. Con esto se obtienen los esfuerzos alternante y medio para calcular el factor de seguridad según los métodos de energía de distorsión de Goodman, Gerber y ASME-elíptica. Los cálculos se realizan considerando vida infinita.

En primera medida se calculan las propiedades del material, el acero API 5L X65 tiene un valor de esfuerzo de fluencia de 65 [PSI] lo que equivale a 448 [MPa], y un esfuerzo último a la tracción de 77 [PSI] ó 530 [MPa].

Por la ecuación (20) se calcula el límite de resistencia a la fatiga  $S'_e = 268$  [MPa]. Luego se calcula el límite real de resistencia a la fatiga mediante la ecuación de Marin (21). Para esto se calculan los diferentes factores de Marin.

Para el factor de modificación de la condición superficial  $k_a$ , se considera un acabado superficial "Como sale de la forja". Tomando en cuenta esto, se obtiene  $k_a = 0,5296$ .

El factor de modificación de tamaño, al ser una pieza no rotativa, se aplica un factor de 0,37 al diámetro de la tubería, con esto se obtiene un  $k_b = 0,8069$ .

El factor de modificación de la carga, al ser carga de flexión,  $k_c = 1$ . Así mismo el factor de modificación de la temperatura  $k_d = 1$  ya que no está sometido a temperaturas. El fluido es transportado a temperatura ambiente.

Se aplica a la estructura un factor de confiabilidad  $k_e = 0,753$  equivalente a una confiabilidad del 99,9%.

Con estos factores de Marin, y la ecuación (21) se obtiene el límite real de resistencia a la fatiga  $S_e = 86,3$  [MPa].

En primer lugar se calcula el factor de seguridad de fluencia en primer ciclo, con la ecuación (19),  $n_y = 3,24$ . Al tener un valor significativamente mayor que 1, se concluye que la unión no falla por fluencia en primer ciclo.

Comprobado que no va a ocurrir fluencia en el primer ciclo, se utilizan las ecuaciones (16), (17) y (18) y se calculan los factores de seguridad contra la fatiga para los tres métodos mencionados anteriormente.

**Tabla 5: Factores de seguridad contra la fatiga**

	$n_f$
Goodman	0,864
Gerber	0,928
ASME-Elíptica	0,930

El criterio de Goodman es el más conservador de los tres. Sin embargo los comúnmente utilizados son Gerber y ASME-Elíptica. En este caso, los tres criterios arrojan factores de seguridad menores que 1. Esto indica que probablemente la ruptura de la soldadura se deba a una falla por fatiga.

Estos resultados demuestran que al momento de diseñar la tubería no se realizó correctamente un análisis de resistencia a la fatiga. Una posible razón por la cual estos valores son menores que 1 es que al momento de realizar el diseño no se haya considerado vida infinita para la pieza, o se hayan utilizado criterios distintos para el cálculo de los factores de Marin como pudiese ser una mejor condición superficial, o una confiabilidad menor. Valores que pueden resultar en factores de seguridad mayores que 1 pero que conllevan a posibles falencias en el diseño.

#### **5.4 Posibles mejoras al diseño**

La primera alternativa que se analiza para mejorar el diseño de estas tuberías será reducir la distancia entre los apoyos. Es la solución más intuitiva.

Se realizan cálculos para tramos de tubería con apoyos separados por diferentes distancias, tanto mayores como menores a la distancia entre



apoyos que se consideró en este trabajo. Los resultados de estas modificaciones al modelo se presentan a continuación:

**Tabla 6: Factores de seguridad para diferentes distancias entre apoyos**

Distancia	6 [m]	8 [m]	10 [m]	12 [m]	14 [m]	16 [m]
$\omega_0$ [Hz]	9,06	6,85	4,36	3,03	2,14	1,86
Goodman	1,765	1,532	0,783	0,864	0,803	0,689
Gerber	1,799	1,702	0,823	0,928	0,898	0,733
ASME-Elíptica	1,805	1,711	0,824	0,93	0,901	0,741

Si se reduce la distancia entre apoyos a 10 metros, la frecuencia natural menor, aumenta, haciendo que sea menos común encontrarse en una situación de resonancia, pero aún se encuentra dentro del rango de operación de las bombas de desplazamiento positivo. Los esfuerzos que se obtienen para esta distancia aumentan considerablemente debido a los mayores ángulos de rotación obtenidos. De esta forma, los factores de seguridad disminuyen para este caso.

Para una distancia entre apoyos de 8 metros, la frecuencia natural de la tubería aumenta aún más, superando el rango de operación de las bombas. Los esfuerzos por vibración para esta distancia son menores que para 12 metros, logrando factores de seguridad mayores que 1. Lo mismo ocurre para una distancia de 6 metros, donde los factores de seguridad son aún mayores.

También se calculó para distancias mayores, 14 y 16 metros, pero para estas distancias, además de obtener frecuencias naturales muy bajas, por lo que el problema de resonancia sería una constante, el efecto de la gravedad se volvía predominante, generando un esfuerzo de gran magnitud por lo que los factores de seguridad obtenidos resultaron ser menores que los obtenidos para apoyos situados a 12 metros de distancia.

Para la distancia de 8 metros se obtuvieron los mejores resultados, sin embargo esta modificación implica colocar un 30% más de apoyos, acarreando un incremento en los costos de movimientos de tierra. Los costos por movimientos de tierra representan un porcentaje importante de la inversión requerida para la construcción de un mineroducto, sin contar con el

aumento en materiales que implica aumentar el número de apoyos. En la industria, en muchas ocasiones, tiene mayor peso en las decisiones el aspecto económico que el técnico, llevando al límite del diseño ciertas situaciones donde sería recomendable tomar una holgura mayor, para evitar fallas futuras que pueden ser aún más costosas.

Otra posible solución al problema de la vibración que se estudió, fue la de disminuir la velocidad de transporte del fluido, y con ello reducir la fuerza que aplica el fluido sobre la tubería.

En el diseño de tuberías que transportan sólidos en suspensión, la velocidad de transporte es una variable crítica que se busca minimizar, ya que a mayor velocidad, mayores serán las pérdidas de carga del sistema, lo cual puede llevar a requerir de mayor cantidad de bombas, además de incrementar el fenómeno de vibraciones que puede acarrear fallas en la instalación. Sin embargo, al estar transportando sólidos que deben mantenerse en suspensión para evitar taponos en la línea, se calcula una velocidad mínima de transporte, que garantice que todas las partículas se mantengan a flote.

Para el estudio con diferentes velocidades, se mantienen los criterios iniciales, es decir, apoyos a 12 metros de distancia. La frecuencia natural de la estructura no se ve afectada ya que lo único que se modifica con la velocidad menor es una menor fuerza aplicada por el fluido sobre la tubería, resultando en vibraciones con una amplitud menor. Los resultados obtenidos son los siguientes:

**Tabla 7: Diferentes velocidades de transporte**

Velocidad [m/s]	3 [m/s]	3,5 [m/s]	4 [m/s]	4,5 [m/s]	5 [m/s]
Fuerza [N/m]	1,5	2,1	2,8	3,8	5
Goodman	3,623	2,503	1,684	0,983	0,864
Gerber	3,711	2,549	1,722	1,008	0,928
ASME-Elíptica	3,720	2,554	1,726	1,012	0,930

Se puede observar que a medida que la velocidad disminuye, los factores de seguridad aumentan rápidamente, para una velocidad de 4 [m/s] los factores de seguridad son superiores a 1. Este resultado es relevante para diseños futuros de mineroductos. Sin embargo para el diseño que se estudió, debido a las propiedades reológicas del fluido, no es recomendable transportar la pulpa a velocidades inferiores a 5 [m/s].

Cabe destacar que en este estudio se utilizaron condiciones normales de operación, siendo posible que en el diseño actual existan situaciones anormales como taponamientos en la tubería que aumenten la presión interna o movimientos sísmicos que puedan generar daño a la tubería. Debido a esto se esperaba que los factores de seguridad fueran mayores que 1, para tener la posibilidad de soportar ciertos fenómenos potencialmente dañinos.

## 6. Conclusiones

Se logró estudiar la unión flange-tubería mediante la utilización del método de elemento finito. Se comprobó que el diseño de la unión no cumple con los criterios de falla establecidos para las condiciones de operación consideradas. Además, teniendo en consideración que no se tomaron en cuenta situaciones anormales en la tubería, el resultado es insatisfactorio.

De los resultados obtenidos, se puede concluir que en el proceso de diseño de la tubería estudiada, no se consideró vida infinita, o se tuvieron consideraciones distintas a la hora de obtener los factores de Marin, razón por la cual la tubería pudo presentar fallas en la práctica.

Se presentaron resultados de un diseño modificado, con apoyos separados ocho metros entre sí, que obtuvo factores de seguridad mayores que 1 para algunas de estas alternativas. Sin embargo estas soluciones acarrearán un evidente aumento en los costos construcción de los mineroductos tanto en materiales como en movimientos de tierra, razón que lleva a buscar soluciones que lleven el diseño al límite, situación que, como ha ocurrido con esta tubería, puede potenciar fallas.

Se mostró que para velocidades de transporte menores a 5[m/s] los factores de seguridad aumentaban, teniendo valores superiores a 1 para velocidades de 4 [m/s] y aún mayores para velocidades inferiores a esta. Sin embargo, no es recomendable transportar la pulpa con la que trabaja ésta tubería, a velocidades menores a 5 [m/s], por lo que esta solución puede ser tomada en cuenta para diseños futuros.

## 7. Referencias

1. Carnicero, A. *Introducción al MEF*. Apunte de curso "Ampliación Resistencia de Materiales", Universidad de Comillas, España. 2003
2. ANSYS. *Advance Analysis Techniques Guide*. Cap 10: Substructuring. 2003
3. Roa, M. Garzón, D. *Introducción al modelamiento por elementos finitos con ANSYS*. Cap. 5 "Elementos estructurales lineales: BEAM3 y BEAM4". Universidad Nacional de Colombia. 2002
4. ANSYS. *Elements Reference*. Apéndice I: Element Library. 2003
5. Grant, I. *Flow induced vibrations in pipes, a finite element approach*. Cleveland State University, USA. 2006
6. Ibarrola, E. *Introducción a los fluidos no-newtonianos*. Apunte de curso "Mecánica de los Fluidos", Universidad Nacional de Córdoba, Argentina. 2007
7. ASME B31.11 *Slurry Transportation Piping Systems*. 3º edición. New York, USA. 2002
8. ASME B16.5 *Pipe Flanges and Flanged Fittings*. 5º edición. New York, USA. 2009
9. Abid, M. *Determination of safe operating conditions for gasketed flange joint under combined internal pressure and temperature: A finite element approach*. International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 83, 2006. pp. 433-441
10. Abid, M. Siddique, M. *Numerical simulation of the effect of constraints on welding deformations and residual stresses in a pipe-flange joint*. Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering, vol. 13, 2005. pp. 919-933
11. Reddy, J. N. Wang, C. M. *Dynamics of fluid-conveying beams*. National University of Singapore. 2004

12. Shigehiko, K. Tomomichi, M. Fumio, I. Minoru, K. *Flow-Induced Vibrations*. 1º edición. Elsevier. Holanda. 2008
13. Irvine, T. *Damping properties of materials*. Wright State University. USA. 2004
14. ANSYS Tutorials. [www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys](http://www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys) University of Alberta. USA. 2001
15. Budynas, R. Nisbett, J. *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. 8º edición. McGraw-Hill. México. 2008