



**UNIVERSIDAD JUÁREZ AUTÓNOMA DE TABASCO**  
DIVISIÓN ACADÉMICA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA



**ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y SUS EFECTOS EN ENSAMBLES DE FONDO DE  
POZOS PETROLEROS UTILIZANDO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

PRESENTA:

**LUIS MANUEL ZAMUDIO HERNÁNDEZ**

DIRECTOR DE TESIS:

**DR. RUBÉN VÁSQUEZ LEÓN**

CUNDUACÁN, TABASCO, MÉXICO, DICIEMBRE 2024

### Declaración de autoría y originalidad

En la Ciudad de Cunduacán, el día 05 del mes Febrero del año 2025, el que suscribe Luis Manuel Zamudio Hernández alumna(o) del Programa ingeniería Mecánica Eléctrica

con número de matrícula **183D23222**, adscrito a la División Académica de Ingeniería y Arquitectura, de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, como autor de la Tesis presentada para la obtención del título de Ingeniero Mecánico Electricista y titulada como **"Análisis de vibraciones y sus efectos en ensambles de fondo de pozos petroleros utilizando método de elementos finitos"** dirigida por el Dr. Rubén Vásquez León

#### DECLARO QUE:

La Tesis es una obra original que no infringe los derechos de propiedad intelectual ni los derechos de propiedad industrial u otros, de acuerdo con el ordenamiento jurídico vigente, en particular, la LEY FEDERAL DEL DERECHO DE AUTOR (Decreto por el que se reforman y adicionan diversas disposiciones de la Ley Federal del Derecho de Autor del 01 de Julio de 2020 regularizando y aclarando y armonizando las disposiciones legales vigentes sobre la materia), en particular, las disposiciones referidas al derecho de cita. Del mismo modo, asumo frente a la Universidad cualquier responsabilidad que pudiera derivarse de la autoría o falta de originalidad o contenido de la Tesis presentada de conformidad con el ordenamiento jurídico vigente.

Villahermosa, Tabasco a 05 de Febrero del 2025.



Luis Manuel Zamudio Hernández

Nombre y Firma





**DIRECCIÓN**

**MEMORANDO**

**PARA:** DRA. DORA MARÍA FRÍAS MÁRQUEZ  
DIRECTORA DE LA DAIA.  
**DE:** COMISIÓN REVISORA DE TRABAJO RECEPCIONAL  
**FECHA:** 25 DE OCTUBRE DE 2024  
**ASUNTO:** ACEPTACIÓN DE IMPRESIÓN DEFINITIVA DE TRABAJO RECEPCIONAL  
**CCP:** ARCHIVO.  
**MEM/CET/335/ID335/2024**

PRESENTE.

En cumplimiento a lo estipulado en el Art. 112 del Reglamento de Titulación aplicable, y después de revisar el Trabajo Recepcional denominado:

**" ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y SUS EFECTOS EN ENSAMBLES DE FONDO DE POZOS  
PETROLEROS UTILIZANDO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS "**

Desarrollado por el C. LUIS MANUEL ZAMUDIO HERNÁNDEZ de la Licenciatura en INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA bajo la modalidad de "Tesis", le comunicamos que aceptamos la impresión final de dicho trabajo, ya que el mismo ha cumplido con los requisitos necesarios.

COMISIÓN REVISORA

**DR. CANDELARIO BOLAINA TORRES**  
Revisor

**M.C. JULIO CÉSAR RAMÍREZ HERNÁNDEZ**  
Revisor

**DR. CARLOS LÁZARO NARANJO**  
Revisor

**DR. FREDY ALBERTO VALENZUELA  
MURILLO**  
Revisor

**DR. GABRIEL MARTÍNEZ PEREYRA**  
Revisor

**DR. RUBÉN VÁSQUEZ LEÓN**  
Director de Trabajo Recepcional

**Carta de Cesión de Derechos**

Villahermosa, Tabasco a 05 de Febrero de 2025.

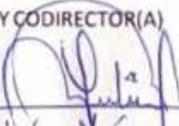
Por medio de la presente manifestamos haber colaborado como AUTOR(A) y/o AUTORES(RAS) en la producción, creación y/o realización de la obra denominada **"Análisis de vibraciones y sus efectos en ensambles de fondo de pozos petroleros utilizando método de elementos finitos"**.

Con fundamento en el artículo 83 de la Ley Federal del Derecho de Autor y toda vez que, la creación y/o realización de la obra antes mencionada se realizó bajo la comisión de la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco; entendemos y aceptamos el alcance del artículo en mención, de que tenemos el derecho al reconocimiento como autores de la obra, y la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco mantendrá en un 100% la titularidad de los derechos patrimoniales por un periodo de 20 años sobre la obra en la que colaboramos, por lo anterior, cedemos el derecho patrimonial exclusivo en favor de la Universidad.

**COLABORADORES**

Luis Manuel  
Zamudio Hernández  


ALUMNO(A) O EGRESADA(O),  
DIRECTOR(A) Y CODIRECTOR(A)

  
Dr. Rubén Vásquez León

**TESTIGOS**

Heriberto Marín Ramos  


  
Dr. Candelario Bolaina Torres

# ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y SUS EFECTOS EN ENSAMBLES DE FONDO DE POZOS PETROLEROS UTILIZANDO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

INFORME DE ORIGINALIDAD

8%

ÍNDICE DE SIMILITUD

HACER COINCIDIR TODAS LAS FUENTES (SOLO SE IMPRIME LA FUENTE SELECCIONADA)

★www.ptolomeo.unam.mx:8080

Internet

3%

EXCLUIR CITAS

ACTIVADO

EXCLUIR FUENTES

< 15 PALABRAS

EXCLUIR BIBLIOGRAFÍA

ACTIVADO

EXCLUIR COINCIDENCIAS

DESACTIVADO



COORDINACIÓN  
DE ESTUDIOS  
TERMINALES

## **Dedicatoria y Agradecimientos**

Luis Manuel Zamudio Hernández

-

Dedico este trabajo a mis padres:

**Ricardo Zamudio Torres**

**Adelina Hernández López**

**Agradezco a Dios:**

La sabiduría y fuerza para terminar este proyecto importante en mi vida que fue concluir la carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica.

**A mis Padres:**

Por brindarme el apoyo necesario durante todos estos años y la oportunidad de estudiar y concluir mi carrera profesional.

**A mis profesores:**

Dr. Rubén Vásquez León, Dr. Candelario Bolaina Torres, Ing. Andrés Rivera Ricárdez, M.I. Julio Cesar Ramírez Hernández y M.C. Luis Enrique Ángeles Montero, por enseñarme las asignaturas necesarias en el aula de clases para desarrollarme como ingeniero.

**Al personal de Ingeniería direccional GSM Bronco:**

Ing. Gabriel Humberto Herrera Romero y especialmente al Ing. Heriberto Marín Ramos superintendente de operaciones direccional, por apoyarme con su experiencia en el tema de vibraciones para la redacción de este trabajo. Muchas gracias a todos.

**A mi novia:**

Por brindarme todo su apoyo y amor incondicional durante este tiempo mientras aún éramos estudiantes, lo logramos.

**A la Universidad Juárez Autónoma de Tabasco:**

Mi alma mater, por brindarme la oportunidad de llegar a convertirme en el ingeniero que tanto soñé y otorgarme todos los conocimientos y herramientas para lograrlo, muchas gracias.

## Resumen

El objetivo de este trabajo es recomendar una ventana operativa de velocidades de rotación y peso sobre barrena en las cuales se pueda minimizar la probabilidad de tener altas vibraciones en la sarta de perforación, basado en el modelado y simulación numérica para apoyar la toma de decisiones durante la perforación de pozos petroleros. Se realizó un extenso trabajo de modelado y simulación numérica que permitió obtener datos sobre diversos modos de vibración, los mecanismos que afectan a las vibraciones y sus posibles consecuencias en el ensamble de perforación. Este trabajo aborda el problema de las vibraciones y sus efectos mecánicos desde perspectivas teórica, operativa y práctica, el estudio incluye una revisión de la teoría disponible y su aplicación específica al problema, así como una serie de simulaciones numéricas utilizando elementos finitos con ANSYS estudiantil y WellPlan de Landmark. El análisis modal se aplica a un modelo que representa el ensamble de fondo de pozo como un elemento con carga axial que gira mientras hace contacto con la formación en el punto de barrenado. Las simulaciones presentadas reproducen y proporcionan resultados comparables con varias publicaciones científicas de los últimos veinte años, a través de un modelo dinámico que visualiza el BHA como una columna tubular rotatoria, analizando la estabilidad elástica del ensamble y la respuesta del sistema mediante análisis modal. Todos estos resultados son valiosos para la planificación del pozo y la toma de decisiones durante la operación.

## **Abstract**

The objective of this work is to establish a theoretical operating range of rotation speeds and weight on bit by which the probability of having high vibrations in the drill string can be minimized, based on numerical modeling and simulation for supporting decision making while performing Drilling operations. Extensive modeling and numerical simulations were performed which allowed obtaining data for several vibration modes, mechanisms causing vibrations and their possible consequences over the drilling assembly. This work addresses the downhole vibrations environment and their mechanical effects from theoretical and practical perspectives. The study includes a review about available theory and its specific application to the problem, as well as a series of numerical simulations by using finite elements with ANSYS Student and Landmark's WellPlan. Modal analysis is applied to a model that represents the downhole assembly as an axially loaded element which rotates while making contact against formation being drilled. The simulations shown reproduce and provide comparable results with several scientific publications from last twenty years, through a dynamic model that visualizes the BHA as a rotating tubular column, analyzing the elastic stability of the assembly and the response of the system through modal analysis. All these results are valuable for well planning and decision making during Drilling operation.

## Contenido

<b>Resumen</b> .....	8
<b>Abstract</b> .....	9
<b>Lista de figuras</b> .....	12
<b>Lista de ecuaciones</b> .....	13
<b>Lista de abreviaciones</b> .....	14
<b>Capítulo 1. Introducción</b> .....	15
1.1 Planteamiento del problema .....	16
1.2 Antecedentes.....	18
1.2.1 Antecedentes académicos.....	18
1.2.2 Antecedentes en la literatura Técnica y Científica .....	18
1.3 Conceptos fundamentales de vibraciones.....	24
1.3.1 Vibración.....	24
1.3.2 Sistema elástico .....	24
1.3.3 Configuración de un sistema y grado de libertad.....	24
1.3.4 Sistema de un grado de libertad.....	25
1.3.5 Movimiento armónico simple.....	25
1.3.6 Amplitud .....	26
1.3.5 Período y frecuencia.....	26
1.3.6 Velocidad y aceleración.....	27
1.3.7 Resonancia .....	27
1.3.8 Fase.....	28
1.3.9 Vibración libre .....	28
1.3.10 Vibración forzada .....	29
1.3.11 Control de vibraciones.....	29
<b>Capítulo 2. Vibraciones en la sarta de perforación</b> .....	30
2.1 Vibraciones axiales.....	31
2.2 Vibraciones laterales.....	32
2.3 Vibraciones torsionales.....	32
2.4 Método del elemento finito .....	33
2.4.1 Solución analítica .....	34

2.4.1 Solución numérica.....	34
2.5 Aplicación del MEF al análisis de vibraciones en sistemas continuos.....	37
<b>Capítulo 3. Modelo del sistema de perforación y simulación.....</b>	<b>38</b>
3.1 Caso práctico y validación de campo.....	38
3.2 Parámetros de perforación en tiempo real.....	40
3.2.1 Velocidad de rotación.....	40
3.2.2 Peso sobre la barrena.....	41
3.2.3 Torque.....	42
3.3 Ensamble de fondo (BHA).....	43
3.3.1 Barrena.....	43
3.3.2 Tubería de perforación.....	43
3.4 Análisis modal FEA.....	44
3.4.1 Arreglo de perforación con amplificador hidráulico.....	45
3.4.1 Velocidad crítica y frecuencias naturales.....	46
3.4.2 Carga crítica.....	48
Conclusión.....	49
Bibliografía.....	50

## Lista de figuras

Figura 1. Movimiento armónico simple.....	16
Figura 2. Desfasamiento entre el desplazamiento, velocidad y aceleración .....	17
Figura 3. Ilustración del concepto de fase.....	17
Figura 4. Conexión piñón 5 ½ FH .....	25

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.  
México.

## Lista de ecuaciones

Ecuación 1. Movimiento armónico simple .....	16
Ecuación 2. Frecuencia natural circular .....	18
Ecuación 3. Frecuencia natural .....	18

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.  
México.

## Lista de abreviaciones

BHA	Bottom hole assembly	Ensamble de fondo
WOB	Weight on bit	Peso sobre barrena
RPM	Revolutions per minute	Revoluciones por minuto
MSE	Mechanical specific energy	Energía mecánica específica
MWD	Measurement While Drilling	Medición durante la perforación
ROP	Rate of penetration	Tasa de penetración
HFTO	High frequency torsional oscillations	Oscilaciones torsionales de alta frecuencia
FEA	Finite Element Analysis	Análisis de elementos finitos

## Capítulo 1. Introducción

Durante la perforación de un pozo petrolero, el éxito de la operación depende de diversos factores. Tradicionalmente, se consideraba que un pozo era exitoso si llegaba rápido a su objetivo. Sin embargo, este enfoque no toma en cuenta otros aspectos cruciales, como los costos de mantenimiento, la integridad del pozo, la tortuosidad y la trayectoria direccional. Actualmente, estos factores han ganado importancia debido a la mayor complejidad de las operaciones y de la geometría de los pozos. Por ello, es esencial comprender la dinámica de la sarta de perforación y los fenómenos vibratorios asociados. Desde el comienzo de la perforación petrolera, la industria ha buscado soluciones operativas que aumenten la velocidad en la que se perfora en las diferentes etapas. Al reducir el número de días operativos para perforar un pozo, el operador reduce los costos relacionados de los días de perforación.

En el caso de la perforación en alta mar, es de suma importancia, ya que el alquiler de equipos especializados y plataformas petroleras constituye la mayor parte del costo por metro de pozo perforado. El desafío para el operador es equilibrar la perforación rápida con un bajo riesgo de falla y, al mismo tiempo, producir un pozo de calidad para su producción. En la perforación moderna, las etapas alcanzan extensas profundidades, esto significa que la sarta de perforación está compuesta por distancias prolongadas de tubería de perforación. Si se relaciona el arreglo de perforación con una cuerda de guitarra, las características son similares debido a que es propensa a vibrar cuando se excita con una fuerza de magnitud suficiente. Las crecientes demandas de la industria de aumentos en la tasa de penetración (ROP) conducen a un aumento de las cargas en la sarta de perforación y, como resultado, a una mayor susceptibilidad a que se desarrollen vibraciones durante la perforación. La vibración de una estructura consume energía mecánica, lo que significa que la entrada de energía (MSE) a través del peso sobre barrena (WOB) y la velocidad de rotación destinada a aumentar el ROP, se disipa a través del movimiento dinámico de la sarta de perforación. Además, algo muy importante de las vibraciones en la sarta de perforación es que son una de las causas más importantes de fallas prematuras de barrenas y componentes en el ensamblaje de fondo debido a fatiga y deformaciones elásticas en el material.

Las corridas adicionales de barrenas, el reemplazo de componentes y las operaciones de pesca, generan un aumento significativo del tiempo de construcción de pozos petroleros. Por lo tanto, la mitigación de las vibraciones es sumamente relevante para aumentar la ROP y minimizar las fallas mecánicas en el fondo del pozo, especialmente a las herramientas de medición en tiempo real.

En los últimos años, se ha invertido un considerable esfuerzo en comprender, simular, medir, controlar y reducir las vibraciones que se generan durante la perforación. Este trabajo recopila información y analiza sobre cómo el diseño óptimo del arreglo de perforación, el aparejo de fondo, las herramientas especializadas y la barrena afectan las vibraciones.

### **1.1 Planteamiento del problema**

La perforación petrolera enfrenta diferentes desafíos tecnológicos, la reducción de costos es uno de los más interesantes. Dado que las vibraciones durante la perforación pueden acelerar el proceso de fatiga del material y, en consecuencia, ocasionar fallas mecánicas debido a algún desprendimiento de la conexión del tubular o daño mecánico al cuerpo de la tubería; su estudio es un área de oportunidad para la investigación y para el desarrollo de diseños y tecnologías que puedan optimizar el proceso de perforación al reducir el impacto significativo de las vibraciones.

Las vibraciones fuera de control pueden ocasionar resonancia, la cual en consecuencia generara ruptura de la tubería de perforación debido a fatiga. Por esta razón, es importante el monitoreo de la intensidad en tiempo real y los registros en memoria para el estudio y la investigación.

Los tipos de vibración posibles en una sarta de perforación son: vibración axial o longitudinal, vibración lateral por flexión, vibración torsional causada por ciclos de adhesión y deslizamiento (stick-slip). Su medición y monitoreo es importante para intentar controlarlas, reducir las y mitigarlas para optimizar la tasa de penetración.

Las vibraciones representan uno de los problemas que pueden surgir durante la perforación, y a diferencia de otros problemas, afectan a una gran parte del equipo

involucrado, incluyendo las herramientas MWD/LWD, el aparejo de fondo, válvulas y el propio pozo.

Como en cualquier sistema elástico, el riesgo de falla mecánica se incrementa cuando en la operación se producen vibraciones, cuya frecuencia es igual a cualquiera de las frecuencias naturales del BHA.

La resonancia producirá vibraciones mecánicas de gran amplitud y, en consecuencia, impactos severos con la pared del pozo, tales impactos crean un agujero con sobre medida y producen problemas con el control direccional del pozo, mientras que la parte electrónica de las herramientas de medición en tiempo real pueden resultar dañadas al igual que los cortadores de la barrena generando un desgaste significativo de su estructura.

En la actualidad, el estudio de este fenómeno ha ganado importancia debido a la creciente información sobre fallas en estos componentes a nivel mundial, lo que ha generado un interés significativo en prevenir o mitigar dichas vibraciones. Comprender cómo se comportan y cómo se miden las vibraciones es esencial para abordar el problema.

Las compañías de servicios realizan pruebas continuas para evaluar los efectos de las vibraciones en las herramientas, con el objetivo de identificar y prevenir fallas prematuras en los equipos, lo que a su vez ayuda a ahorrar tiempo y reducir costos.

El problema de pandeo también es importante debido a las cargas críticas en las cuales se puede presentar de tipo sinusoidal y helicoidal.

Las vibraciones críticas merecen especial atención debido a su peligrosa influencia en la dinámica de la perforación.

## **1.2 Antecedentes**

### **1.2.1 Antecedentes académicos**

Desde el ámbito estudiantil el punto de partida para acceder a la teoría son los libros de texto sobre vibraciones mecánicas. La primera referencia explícita al problema de vibraciones de un ensamble de perforación la encontramos en el texto clásico de Thomson y Dillon (Thomson & Dillon, 1998) en el que la sarta de perforación se analiza como ejemplo de un modelo continuo.

El modelo, unidimensional, permite calcular las frecuencias naturales de vibración torsional libre una sarta de perforación de un pozo petrolero. En ese ejemplo, no se incluyen detalles de la geometría del ensamble de fondo de pozo: la barrena se modela como una masa concentrada en el extremo del tubo que no hace contacto con la formación geológica.

De esta manera se obtiene un modelo muy simplificado que, aunque útil para exponer cómo se procede, no es muy representativo de la física real del ensamble.

Otros textos, clásicos como el de Timoshenko (Timoshenko, 1937), y modernos como los de Magrab (Balachandran & Magrab, 2009), Kelly (Kelly, 2012), y Rao (Rao, 2007); y muy recientes como el de Sinha no hacen alusión directa al problema de vibraciones en ensambles de perforación pero proporcionan (Sinha, 2020) herramientas muy bien sustentadas teóricamente para el análisis y modelado del problema.

Los libros de texto, en contraste con las publicaciones de revistas científicas, es el hecho de que presentan resultados que, aunque no son muy recientes, han sido probados y validados por diferentes investigadores.

### **1.2.2 Antecedentes en la literatura Técnica y Científica**

Aquí se realiza una revisión de publicaciones en congresos, revistas y boletines técnicos a los que tuvimos acceso. La revisión intenta abarcar los últimos treinta años y las reseñas se han ordenado de acuerdo a las fechas de publicación ordenándose de manera cronológica. Sin embargo, hay que dejar claro que esta revisión no es exhaustiva, aunque si representativa.

La variedad de modelos que se investigó en la literatura excede lo que había imaginado al iniciar la tesis. Es posible, después de hacer la revisión intentar una clasificación de los modelos existentes. Atendiendo el nivel de simplicidad se distinguió dos grandes categorías para analizar las vibraciones: modelos de parámetros concentrados y modelos continuos. Dentro de los modelos continuos es posible una sub-clasificación atendiendo el tipo de vibración (axial, lateral, torsional y sus combinaciones o acoplamientos). Atendiendo la problemática que intentan analizar y resolver deben considerarse modelos complementarios para las condiciones de frontera y amortiguamiento: contacto entre barrena y formación, contacto del BHA con las paredes del pozo y la interacción del BHA con el lodo de perforación.

El punto de partida de la revisión es el artículo de Burgess y Das, publicado en 1987 en las conferencias de la Sociedad de Ingenieros Petroleros (SPE), en el que los autores proponen un procedimiento para mejorar la confiabilidad del ensamble de fondo (BHA) considerando las mediciones durante la perforación (Burgess & Das, 1987): Partiendo de estadísticas de campo, concluyeron que ocurren más fallas en los componentes del ensamble de fondo de pozo en pozos verticales que en pozos desviados, aparentemente porque en estos últimos los estabilizadores proporcionan mayor amortiguamiento a la vibración. Sin embargo, las fallas ocurren y se deben principalmente a la intensidad de los choques ocasionados por vibración lateral. Con esto en mente, desarrollaron un modelo para la respuesta de vibración lateral del ensamble y trataron de correlacionarlo con las mediciones en campo. El método de ataque fue intentar determinar los puntos de contacto de la sarta con las paredes del pozo para en seguida utilizar elementos finitos y determinar la configuración geométrica deformada de la sarta. Curiosamente, en la primera parte del trabajo no consideró utilizar las formas modales de vibración de la estructura, aunque en la segunda sí se consideraron los modos de pandeo de la estructura vista como una columna de Euler. El programa, sin embargo, se utilizó para elaborar planes de perforación y para tomar decisiones en campo a partir de las mediciones en tiempo real.

Puesto que la configuración deformada de la sarta depende simultáneamente de las formas modales, considerándola como estructura que vibra; y de la carga aplicada, si se

considera como columna, se incluye aquí el reporte de Tomski y col. quienes desarrollaron (Tomski & Golbiowska-Rozanow, 1996) el estudio de una columna con un extremo empotrado, sujeta a carga generalizada para determinar los valores críticos de la carga y las formas modales comprobando que estos valores y configuraciones están relacionadas con la fuerza cortantes y el momento flexionante causados por la inclinación de la fuerza aplicada. El artículo es de interés porque se analiza el caso de una columna estabilizada por contacto con una superficie cilíndrica. Además, verificaron teórica y experimentalmente que las formas modales pueden pasar de positivas a negativas bruscamente cuando se incrementa la carga.

Por su parte, Yigit y Chistoforou, en 1998 elaboraron un modelo que acopla vibraciones torsionales y flectoras en sargas de perforación. Ellos modelaron la interacción de la formación geológica con la barrena mediante ecuaciones altamente no lineales. Los impactos con la pared del pozo fueron incluidos utilizando un modelo para simular rodadura y deslizamiento del drill collar a lo largo de la pared del pozo. El modelo fue validado en laboratorio, pero no se incluyó información de mediciones en campo para corroborarlo (Yigit & Christoforou, 1998).

Independientemente de lo que se haga para predecirlas o evitarlas, las vibraciones siempre aparecen y deben controlarse. Una aproximación al control de vibraciones en sargas de perforación fue publicada en 2004 por investigadores del IMAS de la UNAM. El trabajo se dedicó principalmente a las oscilaciones auto excitadas, particularmente, las que resultan del fenómeno adhesión-deslizamiento por fricción de la sarga con las paredes del tubo o de la barrena con la formación. El problema de control se planteó con objetivos típicos de la perforación: prevenir el fenómeno adhesión-deslizamiento y conseguir velocidades constantes, tanto de rotación como de avance para optimizar los parámetros de operación. (Navarro Lopez & Suárez, 2004).

En 2008, Bukowitz y col. desarrollaron un modelo computacional con elementos finitos, para predecir las frecuencias y modos transversales de vibración en el BHA de las sargas de perforación (Bukowitz, 2008). El modelo, según ellos, se puede aplicar tanto en la planificación del pozo como durante la perforación para tomar decisiones en tiempo real y prevenir así problemas de resonancia en el sistema. El análisis lo llevaron a cabo en

dos etapas. En la primera etapa resuelven el problema bidimensional y no lineal de la deformación estática de la sarta; esto proporciona su perfil deformado y las fuerzas en los puntos donde contacta las paredes del hoyo. De esta forma se determinaron la longitud efectiva del ensamblaje de fondo que está libre de vibrar lateralmente. En la segunda etapa proponen un análisis dinámico del sistema para obtener las frecuencias y modos de vibración transversales.

En 2010, el método de cuadratura diferencial (DQM) fue aplicado por Hakimi y col. para analizar las vibraciones de la sarta de perforación en un pozo casi vertical (Hakimi, 2010). En una primera fase realizaron un análisis estático no lineal para encontrar la longitud efectiva de la sarta donde descansa sobre la pared del pozo. Utilizaron la curvatura de la viga para formular la sarta de perforación. Para modelar el contacto entre diferentes partes de la sarta de perforación y la pared del pozo, la formación la modelaron mediante una serie de resortes colocados a lo largo de su longitud. Luego, el DQM aplicaron las ecuaciones diferenciales no lineales de las secciones de la sarta de perforación y a aquellas que definen las condiciones de borde y de interfaz de borde. También utilizaron el algoritmo de Newton-Raphson para resolver el sistema de ecuaciones no lineales, de igual forma realizaron un análisis de vibración libre para poder determinar las frecuencias naturales de la sarta de perforación. Utilizaron la longitud efectiva derivada del análisis estático y realizaron un análisis de vibración libre para encontrar las frecuencias naturales laterales de la sarta de perforación, mientras que la longitud total de la sarta se utiliza para calcular sus frecuencias naturales axiales y torsionales. Los resultados numéricos obtenidos de una serie de estudios de casos confirman la eficiencia y precisión del método que utilizaron.

En 2011, Zare y col. presentan un modelo de elementos finitos utilizando el software ANSYS para investigar las vibraciones laterales de la sarta de perforación en pozos ligeramente desviados (Zare, 2011) El análisis lo desarrollaron en dos etapas: primero un análisis estático no lineal para poder determinar la longitud efectiva de la sarta de perforación en la que puede ocurrir vibración lateral. En seguida, una serie de análisis dinámicos modales, armónicos y transitorios para obtener los modos de vibración lateral y las frecuencias naturales, la respuesta en frecuencia y la respuesta dependiente del

tiempo respectivamente. El modelado lo pudieron desarrollar en presencia de lodo, fricción y contacto no lineal entre la sarta de perforación y la pared del pozo. En este artículo consideraron los efectos del lodo de perforación, la longitud de la sarta de perforación, la inclinación del pozo y el WOB. El modelo se comparó con resultados experimentales y simulados obtenidos de varias configuraciones de BHA.

En 2013, Oueslati y col. presentan nuevos puntos de vista basados en el análisis de casos reales de campo en todo el mundo para ilustrar el fenómeno de vibración en la sarta de perforación (Oueslati, 2013). Los autores proporcionan detalles de pruebas en las que el entorno de perforación se controla estratégicamente para caracterizar la dependencia de las oscilaciones torsionales de alta frecuencia en el diseño de la barrena, los parámetros operativos y las propiedades de la formación perforada. También analizan las implicaciones sobre el rendimiento de la perforación como un intento de satisfacer la búsqueda de una perforación eficiente y confiable. La investigación concluyó que el proceso de perforación provoca vibraciones torsionales del BHA. Estas vibraciones ocurren a frecuencias mucho más altas que la resonancia del collar de perforación y dependen significativamente de la formación perforada.

No podemos dejar fuera el excelente trabajo de revisión de Ghasemloonia y colaboradores, quienes en su artículo de 2015 presentan una síntesis de los trabajos más relevantes publicados en relación con esta materia. Clasifican lo publicado de acuerdo a siete categorías: modelos de vibración desacoplada, modelos de vibraciones acopladas, modelos de condiciones de frontera, y modelos de vibración de la sarta de perforación, análisis experimental de vibraciones en sartas de perforación, tecnologías emergentes y retos del modelado de vibraciones en sartas de perforación; y métodos de mitigación del efecto de las vibraciones (Ghasemloonia, Rideout, & Butt, 2015).

En 2018, Moraes y col. exponen que para evitar o minimizar el impacto de las vibraciones en las condiciones de operación es esencial una investigación dinámica profunda que permita una comprensión adecuada de la dinámica del sistema (Moraes, 2018). En el artículo abordan una vibración acoplada de una sarta de perforación y consideran un modelo no suave de cuatro grados de libertad el cual presenta un acoplamiento axial-torsional-lateral. Se menciona que las interacciones entre la roca y el pozo, la

excentricidad y las fuerzas hidrodinámicas debidas a la resistencia del fluido a la flexión lateral son los principales aspectos que se consideran del acoplamiento del sistema. Realizaron un estudio paramétrico tratando los efectos de rebote de la herramienta (bit-bounce), secuencias de adhesión-deslizamiento (stick-slip), recorrido en órbitas (whirl) de zonas flexionadas y combinaciones entre estos efectos. En esta investigación los resultados numéricos presentan concordancia cualitativa con las observaciones experimentales en campo y analizaron las condiciones operativas críticas, especialmente las que se encuentran relacionadas con la interacción entre las condiciones de rebote, deslizamiento y órbitas.

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.  
México.

### **1.3 Conceptos fundamentales de vibraciones**

Es preciso, para hablar con propiedad dejar claros algunos conceptos clave que se sintetizan aquí. Los conceptos fueron tomados de las notas del curso de Vibraciones Mecánicas que se imparte en la DAIA por el profesor Rubén Vásquez León.

#### **1.3.1 Vibración**

Se denomina vibración a cualquier movimiento oscilatorio periódico de las partículas de un sistema elástico en torno a una configuración de equilibrio estático.

El movimiento oscilatorio periódico lo hace una partícula (o de un sistema de partículas) que cambia de posición alternativamente. Primero las partículas hacen un recorrido en una dirección sobre una línea y después de cierto tiempo regresa a la posición inicial siguiendo la misma línea. Dicho movimiento ocurre entre dos configuraciones extremas y el recorrido entre las mismas pasa por una configuración de equilibrio estático. Cada vez que se repite una posición extrema, se dice que la vibración ha completado un ciclo y el tiempo utilizado es el período.

Las vibraciones se propagan en los sistemas elásticos en forma de ondas a partir de una perturbación que puede ser una fuerza o un desplazamiento. El efecto de la perturbación es inmediato en el punto de contacto y el efecto se propaga en el medio elástico hasta afectar a todos los puntos del sistema.

#### **1.3.2 Sistema elástico**

Se denomina sistema elástico al conjunto formado por la terna masa-rigidez-amortiguamiento, al que se alude usualmente con la expresión "parámetros del sistema". La masa es la cantidad de materia del sistema. La rigidez es la resistencia del sistema al cambio de forma y el amortiguamiento es la propiedad del sistema que transforma energía cinética en calor, generalmente por efecto de la fricción.

#### **1.3.3 Configuración de un sistema y grado de libertad**

Cuando se conoce la posición de todas las partículas de un sistema decimos que conocemos su configuración. La forma de un sistema elástico queda definida cuando se conoce la posición de todas las partículas de materia que lo forman. El número mínimo de coordenadas requerido para determinar la configuración de un sistema elástico es el

grado de libertad del sistema. Coloquialmente, la configuración de equilibrio estático del sistema es la que el sistema tiene cuando no se mueve. El equilibrio estático implica que la fuerza resultante (o el par de fuerzas resultante) son nulos. Como el número de partículas materiales de cualquier sistema es infinito se requiere un número infinito de coordenadas para definir la configuración de equilibrio. Así, cualquier sistema mecánico tiene un grado de libertad infinito.

En ingeniería, se utilizan técnicas de modelado que permiten concentrar la masa, la rigidez y el amortiguamiento.

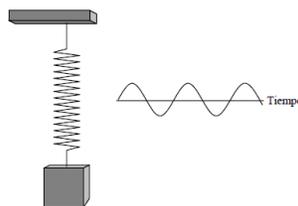
Los modelos resultantes se denominan modelos de parámetros concentrados. Así “se reduce” el número de coordenadas necesarias para inferir la configuración del sistema y el grado de libertad se reduce de manera que se puede manejar técnicamente.

#### **1.3.4 Sistema de un grado de libertad**

El sistema elástico más simple tiene un modelo que requiere sólo una coordenada para describir su configuración. Esto puede interpretarse como que el sistema tiene una sola partícula de masa, pero, en realidad significa que se supone que toda la masa está concentrada en un punto.

#### **1.3.5 Movimiento armónico simple**

La vibración más sencilla que podemos imaginar corresponde a un sistema de un grado de libertad, ocurre en una sola dirección y sin amortiguamiento. Un ejemplo es el movimiento de una masa cuyo movimiento es controlado por un resorte único. La gráfica de la función que describe el movimiento armónico simple es una senoide y como tal, se pueden describir su amplitud, período, frecuencia y fase.



*Fig.1 Movimiento armónico simple.*

En donde se puede analizar la siguiente ecuación donde  $x(t)$  es el desplazamiento en el tiempo ( $t$ ), ( $A$ ) es la amplitud, ( $\omega$ ) es la frecuencia angular, y ( $\phi$ ) es la fase inicial del sistema.

$$x(t) = A \text{ sen } (\omega t + \theta)$$

*Ecuación 1. Movimiento armónico simple*

### **1.3.6 Amplitud**

El valor máximo del desplazamiento desde la posición de equilibrio es la amplitud de la vibración y se mide en unidades de longitud. En el contexto de vibraciones, la amplitud indica la distancia máxima que un punto del sistema se desplaza desde su posición de equilibrio en respuesta a una excitación. Este valor puede medirse en términos de desplazamiento, velocidad o aceleración, según el análisis requerido. En un sistema de vibración simple, la amplitud se describe en la ecuación de una onda sinusoidal

La amplitud de las vibraciones es crucial para evaluar el comportamiento dinámico de estructuras y equipos, es decir, amplitudes elevadas pueden indicar problemas como resonancia o desbalance, que pueden afectar la integridad y funcionamiento del sistema.

### **1.3.5 Período y frecuencia**

Son conceptos esenciales que describen el comportamiento temporal de los sistemas oscilatorios. Ambos parámetros proporcionan información sobre cómo un sistema responde a las fuerzas aplicadas y cómo se comporta a lo largo del tiempo. La frecuencia se refiere al número de ciclos completos de vibración que ocurren en un segundo, es una medida de cuántas veces un sistema oscila por unidad de tiempo y se expresa en Hertz (Hz), donde un hertzio corresponde a un ciclo por segundo.

El período permite comprender la duración de cada ciclo de vibración, proporcionando una perspectiva temporal del comportamiento dinámico del sistema, es decir, el tiempo que le toma al sistema pasar de una posición extrema a la otra durante una vibración, y se mide en unidades de tiempo.

### 1.3.6 Velocidad y aceleración

El desplazamiento del objeto corresponde a la amplitud de la vibración. Ahora, para complementar la descripción cinemática, deben considerarse la velocidad y la aceleración. En la práctica, estas tres variables cinemáticas son muy importantes para el análisis y caracterización, tanto de las fuentes de excitación, como de las respuestas de los sistemas elásticos frente a las vibraciones. No es difícil intuir, dado el carácter senoidal del movimiento armónico que la velocidad y la aceleración también son senoidales y que guardan un desfase de 90 grados entre ellas. Así, cuando se alcanza una posición extrema, la velocidad es nula y la aceleración alcanza un valor máximo. La presencia de aceleración implica, dado que el sistema mecánico siempre tiene masa, la aparición de fuerzas inerciales en el sistema.

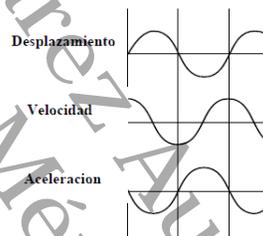


Fig. 2 Desfasamiento entre el desplazamiento, velocidad y aceleración

### 1.3.7 Resonancia

Este fenómeno es crítico en el diseño y análisis de sistemas mecánicos y estructuras, ya que puede llevar a niveles de vibración que podrían ser perjudiciales. La frecuencia natural es la velocidad a la que un sistema oscila de manera natural cuando no está sometido a fuerzas externas. Esta frecuencia depende de las propiedades del sistema, como su masa y rigidez, cuando la magnitud de la frecuencia de la fuente permanente de excitación es comparable con la de la frecuencia natural, ocurre el fenómeno de resonancia que se caracteriza por desplazamientos excesivos de las partículas del sistema, es decir, la vibración por resonancia se produce cuando la frecuencia de una fuerza aplicada coincide con la frecuencia natural de un sistema oscilatorio, resultando en una amplificación considerable de las vibraciones. En sistemas simples, la frecuencia natural se puede calcular usando la ecuación 3.

La fuerza aplicada al sistema, que puede variar en frecuencia, es el factor que puede inducir resonancia si su frecuencia coincide con la frecuencia natural del sistema.

### 1.3.8 Fase

La fase es un concepto fundamental que indica la posición angular de una onda en su ciclo de oscilación en un instante específico, es decir, la diferencia de tiempo medido entre dos ondas senoidales, aunque la fase es una diferencia verdadera de tiempo entre dos ondas senoidales, suele expresarse en unidades de ángulo (grados o radianes). En la figura se muestran dos ondas senoidales y su diferencia de fases.

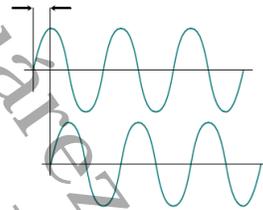


Fig.3 Ilustración del concepto de fase

### 1.3.9 Vibración libre

Se dice que una vibración es “libre” cuando el sistema vibra sin la presencia permanente de una excitación, todos los sistemas mecánicos pueden vibrar en forma libre. La vibración libre ocurre a frecuencias que dependen de los parámetros del sistema. A estas frecuencias las llamamos frecuencias naturales.

El número de frecuencias naturales es igual que el grado de libertad del sistema, es decir, el sistema de un grado de libertad ideal, sin amortiguamiento tiene sólo una frecuencia natural que se puede calcular con la expresión

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ rad/s}$$

Ecuación 2. Frecuencia natural

En ingeniería se prefiere expresar la frecuencia natural en ciclos por unidad de tiempo, a la que nos referimos simplemente como “frecuencia natural” y se obtiene con la siguiente fórmula:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

*Ecuación 3. Frecuencia natural*

Estas fórmulas se incluyen aquí porque dejan claro que la rigidez y la masa del sistema influyen en su manera de vibrar. El lector interesado debe referirse a los textos de Vibraciones Mecánicas

### **1.3.10 Vibración forzada**

Las vibraciones son forzadas cuando son conducidas por una fuente permanente de excitación. Las vibraciones forzadas en régimen permanente ocurren a una sola frecuencia: la de la fuente de excitación. Las fuentes de vibración forzada más comunes son los elementos mecánicos cuya operación implica rotación en torno a un eje.

### **1.3.11 Control de vibraciones**

La presencia de vibraciones es inevitable en la mayoría de los casos. Las vibraciones producen esfuerzos y deformaciones cíclicos en sincronía con la vibración. Hay casos, como en los instrumentos musicales, en los que las vibraciones generan sonidos agradables y son deseables.

La ingeniería aprovecha la existencia de las vibraciones para ejercer acciones de mantenimiento predictivo (Alexandros Bousdekis, 2019). Sin embargo, la presencia de vibraciones descontroladas provoca problemas que van desde el consumo excesivo de energía hasta el colapso de estructuras por resonancia o por fatiga del metal, pasando por pérdidas de precisión en los instrumentos de medición y daños en la salud del personal que trabaja en la proximidad de la fuente de vibración. Por eso, se justifica la inversión de tiempo y dinero en el control de vibraciones (Song, 2018).

## Capítulo 2. Vibraciones en la sarta de perforación

El ensamble de perforación es un sistema mecánico y como tal es susceptible de vibrar. Durante la perforación, el control de las vibraciones es indispensable para reducir costos y tiempo, y así incrementar la productividad.

Las vibraciones en el ensamble de perforación son vibraciones forzadas por diferentes fuentes de excitación. La principal fuente de excitación es la interacción barrena formación y la velocidad de rotación, ya que si esta velocidad es comparable con alguna de las frecuencias naturales de la sarta ocurrirá la resonancia y el consiguiente descontrol de la amplitud de las vibraciones laterales o torsionales, lo que implica la aparición de esfuerzos combinados de flexión y torsión completamente invertidos, cuya presencia incrementa la posibilidad de que ocurran fallas por fatiga de metal.

La segunda fuente de excitación, en orden de importancia, es el contacto de la barrena con la formación. Cuando la roca a perforar es suave, el amortiguamiento es grande y la amplitud de la vibración se atenúa. Cuando la formación es dura, el choque de la herramienta producirá excitaciones con una frecuencia múltiplo de la velocidad de rotación. Por ejemplo, una barrena de tres conos impulsada con una velocidad rpm producirá excitaciones con una frecuencia de  $3 \times \text{rpm}$ . Si el valor coincide con alguna de las frecuencias naturales, se producirá la consecuente amplificación de la amplitud de las vibraciones y se incrementará la posibilidad de falla.

Las otras fuentes de excitación son las bombas de lodo y los estabilizadores cuando ocurre contacto con las paredes del pozo y el fenómeno de stick-slip (cuando la sarta alterna entre la condición de adhesión y deslizamiento respecto de la pared del pozo).

Debe quedar claro que la excitación forzada, en todo caso, no es puramente flexora, axial o torsional sino una “suma” de los tres tipos de desplazamiento estructural. La amplitud de la respuesta del sistema será mayor en la dirección asociada a la frecuencia natural más semejante con la de la fuente forzante. También hay que recalcarlo, el control de la amplitud de las vibraciones durante la perforación es indispensable para reducir costos y tiempos, reduce el consumo de energía e incrementa la productividad.

En la perforación, las vibraciones son consecuencia de fuerzas y torques que se generan por contacto del extremo de la sarta con la formación geológica durante la perforación. El contacto de la barrena con la formación genera un sistema de ondas cuya detección en el extremo distante tiene un retraso de tiempo que depende de la longitud, la intensidad y el amortiguamiento presente en la estructura (Drumheller & Knudsen, 1995). El fenómeno es complejo ya que involucra simultáneamente desplazamientos axiales, laterales, y torsionales a lo largo de un sistema elástico cuya masa no es homogénea (la materia es acero y fluido de perforación) y ocurre mientras el sistema gira. El amortiguamiento presente se debe a la fricción de la propia barrena con la formación, al efecto del fluido de perforación y a eventuales contactos con las paredes del pozo.

La energía del sistema es la suma de diversos factores. Los más importantes y cuantificables durante la operación son el peso sobre la barrena, la velocidad de rotación y el gasto de lodo. Frente a las excitaciones que produce el contacto de la barrena con la formación, el sistema tiende a permanecer en equilibrio por lo que aparecen vibraciones.

Cualquier vibración del ensamble de fondo es resultado de la suma vectorial de tres componentes en las direcciones axial, lateral o torsional. Dichas componentes son ampliamente discutidas en la literatura (Navarro Lopez, 2004).

## **2.1 Vibraciones axiales**

La componente de vibración axial tiene su origen en el punto de contacto de la barrena con la formación. Literalmente, al tocar la roca, la barrena rebota y da saltos pequeños en el fondo del pozo por lo cual a este modo de vibración se conoce como bit-bounce se refiere a las oscilaciones que se producen a lo largo del eje vertical del pozo. Estas vibraciones pueden ser tanto ascendentes como descendentes y afectan directamente el desempeño del proceso de perforación. Las vibraciones axiales son un problema notable en la perforación cuando se utilizan barrenas tricónicas. Estas barrenas, que cuentan con tres conos rotatorios para cortar la roca, pueden inducir movimientos oscilatorios a lo largo del eje del pozo. En pozos verticales someros, estas vibraciones pueden ser detectadas en la superficie mediante variaciones en el peso y oscilaciones en el top drive.

## **2.2 Vibraciones laterales**

El origen de esta componente de vibración es el desbalance de la sarta de perforación. Es decir, el centro de masa de la sarta es excéntrico con respecto al centro de rotación de manera que describe una órbita alrededor del mismo. En consecuencia, la sarta hace contacto con las paredes del pozo. La órbita de giro puede ser descrita por la propia barrena el cual se conoce como bit-whirl, de igual forma otro modo es por el ensamble de pozo cuando este se flexiona por pandeo el cual se conoce como BHA-whirl.

## **2.3 Vibraciones torsionales**

Esta componente de vibración tiene dos causas típicas: una es la resistencia de la formación al corte, que produce vibraciones torsionales de alta frecuencia. La otra es el fenómeno de atascamiento-deslizamiento, coloquialmente mencionado como stick-slip. Mientras que la sarta gira a una velocidad constante, la velocidad de la barrena varía desde cero hasta seis veces la velocidad medida en superficie, lo que produce variaciones en el par de torsión efectivo. Las ondas torsionales se propagan a lo largo de la sarta de perforación desde el fondo del pozo hasta la superficie y luego regresan a la barrena.

Este patrón puede persistir a menos que se modifiquen los parámetros de perforación o se detenga la operación de perforación.

La presencia de estas tres fuentes de excitación obliga al analista a estimar las frecuencias naturales en la dirección axial, lateral y torsional y, en un primer intento para prevenir la resonancia, a asegurarse de que la velocidad angular de la sarta no coincida con alguna de ellas. Por otro lado, obliga a prevenir el pandeo del BHA y a considerar, tanto en diseño como en operación, el balanceo estable dinámico del BHA.

Las vibraciones durante la perforación están estrechamente relacionadas con los puntos de contacto y con el tipo de BHA utilizado.

De los cuáles existen 3 tipos de arreglos: Fullcrum, pendular y empacado.

El principio Fullcrum se utiliza para construir el ángulo (aumentar la inclinación del pozo), el principio de un BHA empacado se utiliza para mantener el ángulo y la dirección, y el principio pendular o de péndulo se utiliza para reducir el ángulo de inclinación.

## 2.4 Método del elemento finito

En esta sección, se exponen los principios básicos del Análisis por Elementos Finitos (FEA) con el propósito de explicar su elección para abordar el problema específico tratado en esta investigación. El Método de Elementos Finitos es una técnica numérica ampliamente utilizada en ingeniería y ciencias aplicadas, especialmente en situaciones donde los enfoques analíticos son insuficientes. Esta metodología permite la aproximación de soluciones a problemas complejos mediante la subdivisión del dominio en una malla de elementos más simples.

Para una comprensión más profunda del Método de Elementos Finitos, se recomienda consultar la amplia gama de literatura técnica disponible, esto incluye textos fundamentales y manuales especializados que proporcionan una visión exhaustiva de los principios teóricos, metodologías y aplicaciones prácticas del (FEA), particularmente (Zienkiewicz & Zhu, 2002) y (Chandrupatla & Belegundu, 2012).

El método del elemento finito es una técnica numérica utilizada para aproximar soluciones de ecuaciones diferenciales en problemas de ingeniería y física. Divide el dominio de la solución en elementos más pequeños, o "finitos", y luego calcula las soluciones en cada uno de estos elementos. Estas soluciones se combinan, mediante interpolación, para aproximar la solución en todo el dominio. El método es ampliamente utilizado en análisis estructural, mecánica de fluidos, electromagnetismo y otros campos de la ingeniería y la física. Históricamente, el Método del Elemento Finito (MEF) surgió como una extensión de los métodos matriciales usados en análisis de estructuras. Posteriormente los matemáticos demostraron rigurosamente su validez desde dos vertientes teóricas: como un método de solución de ecuaciones diferenciales con base en residuos pesados (formulación diferencial) y como una técnica para encontrar los valores estacionarios de una función. Actualmente se ha demostrado que ambas vertientes son equivalentes. En ciencia y en ingeniería modernas, la solución de problemas suele apoyarse en la construcción de modelos matemáticos para representar de manera abstracta y cuantitativa los fenómenos físicos, biológicos o ingenieriles que se desean estudiar. Todo modelo contiene en su esencia algún tipo de simplificación y es de hecho una aproximación a la realidad.

Los modelos matemáticos pueden ser relaciones algebraicas, sistemas de ecuaciones algebraicas simultáneas, sistemas de ecuaciones diferenciales conocidas como problemas con valores en la frontera y sistemas de ecuaciones integrales conocidas como problemas variacionales o integrales. Una vez que se ha formulado un modelo matemático, el siguiente paso es resolverlo.

#### **2.4.1 Solución analítica**

También conocida como solución "exacta", se obtiene mediante la resolución directa de las ecuaciones que definen el modelo. Sin embargo, es importante reconocer que, incluso las soluciones analíticas pueden presentar errores debido a las simplificaciones realizadas durante la formulación del modelo. Estas simplificaciones, aunque necesarias para hacer que el modelo sea manejable, pueden introducir discrepancias entre la solución obtenida y la realidad.

#### **2.4.1 Solución numérica**

También denominada solución "aproximada", se obtiene a través de métodos computacionales y algoritmos numéricos que aproximan la solución del modelo. Los métodos numéricos son especialmente útiles cuando las ecuaciones del modelo son demasiado complejas para resolverse de forma analítica o cuando se busca evaluar el modelo en condiciones específicas que no permiten una solución exacta. Por supuesto, si se puede construir una solución analítica, esta será preferida a cualquier solución numérica, pero en la práctica, la obtención de soluciones analíticas resulta muy complicada y tediosa, sobre todo si el dominio de existencia de la solución es geoméricamente irregular o si la constitución física contiene materiales que no permitan hacer suposiciones simplificadoras, usualmente, materiales no homogéneos, anisótropos o no lineales. En estos casos, la solución analítica llega a ser considerada como "imposible" y el analista tiene que decidir entre simplificar el modelo, con lo que se pierde representatividad; o, utilizar algún método numérico para obtener una solución numérica aproximada que funcione para fines prácticos. El inconveniente de las soluciones numéricas es que éstas producen valores asociados a un conjunto de parámetros independientes y en puntos localizados "discretamente".

Los valores se calculan en cada uno de estos puntos discretos y deben recalcularse cada vez que alguno de los parámetros independientes cambia. Sin embargo, es mejor contar con una solución numérica discreta que no tener solución para el problema. Si dejamos fuera los problemas de precisión de los algoritmos de computadora, podemos destacar como causas de error en las soluciones numéricas: el cumplimiento de condiciones de frontera o iniciales, la no linealidad inherente a los fenómenos en general y la regularidad o suavidad del dominio de definición de las soluciones. Se ha encontrado que el Método del Elemento Finito es la técnica numérica que mejor supera estas dificultades.

Por esa razón, en esta tesis se ha preferido su aplicación, conocida como análisis con elementos finitos (FEA), técnica que es aplicable prácticamente a cualquier problema cuyo modelo matemático sea un problema diferencial con valores en la frontera. Arriba recomendamos dos textos excelentes para quien desee profundizar y adquirir dominio del MEF y aquí nos limitamos a presentar, con palabras en los siguientes tres párrafos, las ideas básicas que lo sustentan. Para resolver un problema de valores en la frontera, buscamos funciones que satisfagan al mismo tiempo el sistema de ecuaciones diferenciales definido sobre el dominio y las condiciones específicas en las fronteras de este. Para aplicar el MEF, se procede por prueba y error: proponemos una función y la sustituimos en el modelo a resolver.

En general, a menos que hayamos adivinado, esta función de prueba dejará un residuo definido sobre el dominio y un residuo en las fronteras. Lo que sigue es modificar sistemáticamente los coeficientes o los parámetros de la función propuesta buscando minimizar ambos residuos. Si en el proceso se consigue anular ambos residuos, se habrá construido una solución "exacta".

Para simplificar el proceso, es común proponer funciones que inicialmente cumplan con las condiciones de frontera. A partir de estas funciones, se ajustan los parámetros con el objetivo de minimizar el residuo en el dominio.

Dado que es difícil suponer una función que satisfaga las condiciones en todas las fronteras del dominio, se emplea una estrategia alternativa: se divide el dominio en subdominios más manejables y se proponen funciones más simples que deben satisfacer las condiciones de frontera únicamente en los elementos que las abarcan.

Este enfoque, conocido como **Método de Elementos Finitos** o **Malla de Discretización**, permite una representación aproximada del problema mediante funciones base que son más fáciles de manejar y ajustar. Cada función es elegida para cumplir con las condiciones de frontera en sus respectivos subdominios, facilitando la resolución del problema al reducir la complejidad del sistema global.

Una vez establecidas estas funciones, se optimizan los parámetros para lograr la mejor aproximación posible a la solución en todo el dominio. También es posible, proponer funciones que satisfagan las ecuaciones diferenciales en el dominio de definición y proceder entonces a modificar sus parámetros hasta minimizar el residuo en las fronteras para lo cual las particiones se hacen en la frontera del dominio.

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.  
México.

## 2.5 Aplicación del MEF al análisis de vibraciones en sistemas continuos

En términos generales, analizar vibraciones en sistemas continuos, como los ensambles de perforación (y también vigas, placas o membranas), se procede con los siguientes puntos:

- **Modelado del sistema:** El primer paso es la definición del dominio geométrico de la solución, dividiéndolo en elementos finitos. En nuestro caso, estos elementos son componentes del ensamble de fondo, es decir, segmentos de tubería, drill collar, estabilizadores, barrena, etc.
- **Formulación de las ecuaciones de movimiento:** Se establecen las ecuaciones de movimiento para cada elemento finito, teniendo en cuenta las propiedades físicas del material (como la densidad, módulo de elasticidad, etc.) y las condiciones de contorno.
- **Discretización temporal:** Si la vibración es transitoria, se discretiza el tiempo para obtener una solución temporal.
- **Ensamblaje de las ecuaciones:** Se ensamblan las ecuaciones de movimiento de todos los elementos finitos para formar un sistema global de ecuaciones.
- **Condiciones de contorno y condiciones iniciales:** Se aplican las condiciones de frontera y las condiciones iniciales al sistema global de ecuaciones.
- **Resolución del sistema de ecuaciones:** Se resuelve el sistema de ecuaciones resultante para obtener las frecuencias naturales y modos de vibración del sistema.
- **Análisis de resultados:** Se analizan los resultados obtenidos para comprender el comportamiento vibratorio del sistema, como las formas modales y las frecuencias naturales.

Los detalles de la formulación de funciones base, la discretización del dominio, y la optimización de parámetros se gestionan automáticamente por el software. Los usuarios interactúan principalmente con interfaces gráficas y comandos de entrada que les permiten definir el problema.

## Capítulo 3. Modelo del sistema de perforación y simulación

### 3.1 Caso práctico y validación de campo

Actualmente en México, la perforación de pozos petroleros se continúa visualizando como un tema de mucho interés, en el cual se han enfocado las grandes compañías petroleras en optimizar y explorar nuevos yacimientos para la perforación y producción de hidrocarburos.

Uno de los principales problemas durante el proceso de perforación direccional, se encuentra relacionado con las vibraciones y esfuerzos mecánicos en el ensamble pozo, debido a que, cuando ocurren fallas relacionadas con la fatiga en los tubulares y conexiones de la sarta, se pueden producir pérdidas económicas muy elevadas debido a una desconexión en componentes del arreglo de perforación, dejando herramientas en el fondo del pozo, lo cual ocasiona operaciones de pesca para recuperarlas.

La estructura del ensamble de fondo incluye una variedad de componentes y mecanismos interrelacionados, cada uno de los cuales puede influir en las vibraciones generales del sistema.

Uno de estos casos específicos se localizó en el Estado de Veracruz, donde se estaba perforando un pozo en una etapa de 14 ½" x 15 ½". Durante la perforación en la sección 14 ½" x 15 ½", se reanudó la operación a una profundidad de 3,434 m, donde se registraron torques erráticos constantes y problemas con el Top Drive. En los intervalos de profundidad programada, se perforaron 241 m, observándose fallas atribuibles a vibraciones.

En particular, a la profundidad de 3,675 m, se detectó una pérdida de peso del equipo de 175 toneladas a 120 toneladas. Además, se observó una disminución en la presión, reduciéndose de 5,000 psi a 2,600 psi. Debido a estas anomalías, se procedió a detener la perforación y realizar un viaje a superficie. Al examinar la tubería de perforación de 5 ½" grado S-135, se constató que los hilos de la conexión del extremo piñón 5 ½" Full Hole estaban completamente desprendidos desde la mitad del cono de la rosca.

Es importante mencionar que la fatiga torsional se manifiesta en materiales que sufren cargas repetitivas de torsión, afectando componentes como ejes y roscas.

Este fenómeno puede conducir al deterioro gradual y eventual fallo del componente, cuando un componente está sometido a torsión repetida, se generan tensiones cíclicas que pueden iniciar el desarrollo de microfisuras en la superficie del material, con el tiempo, y a medida que los ciclos de torsión continúan, estas microfisuras pueden crecer y propagar hacia el interior del material, reduciendo su capacidad de carga.

La magnitud y la frecuencia de la torsión aplicada son cruciales, un aumento en cualquiera de estos factores puede acelerar el proceso de fatiga. La comprensión profunda de estos aspectos y la implementación de medidas adecuadas son fundamentales para mejorar la durabilidad y el rendimiento de los componentes sometidos a torsión, como lo es el caso de la siguiente rosca, la cual se muestra en la figura 4.



*Fig. 4 Conexión piñon 5 ½ FH*

### 3.2 Parámetros de perforación en tiempo real

La perforación en tiempo real se basa en la supervisión continua de parámetros clave para optimizar el proceso de perforación. A continuación, se muestran los parámetros críticos que se monitorean y ajustan durante las operaciones de perforación y que se encuentran relacionadas con las vibraciones en el ensamble de fondo.

#### 3.2.1 Velocidad de rotación

La velocidad de rotación se mide en revoluciones por minuto (RPM), indicando el número de giros completos que realiza la sarta en un minuto. Este ajuste debe ser optimizado según las características del pozo y del material rocoso a perforar. En la figura 5, se muestra el comportamiento de la velocidad de rotación tomada del registro en tiempo real previo a la desconexión del BHA ubicada en la conexión 5 ½ Full Hole hasta la profundidad de 3,675 m.

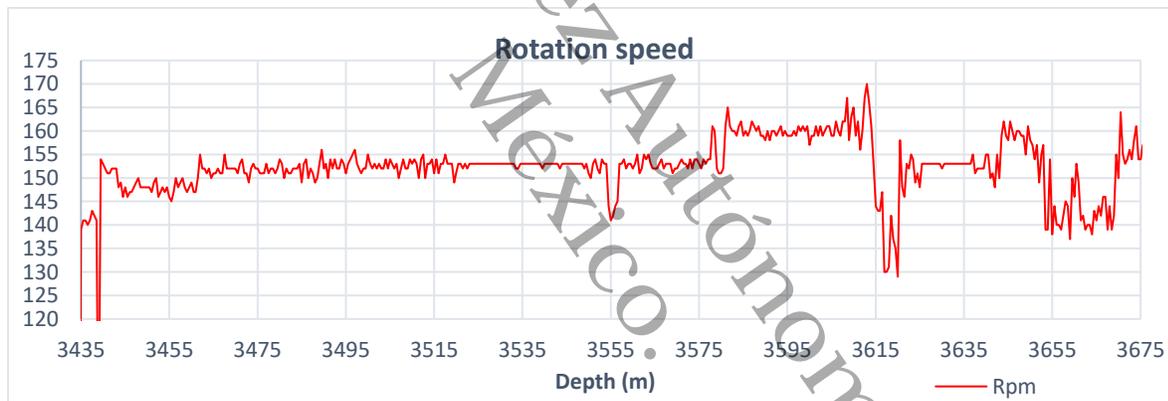


Fig. 5 Velocidad de rotación en tiempo real

Como se muestra en el registro en tiempo real, el comportamiento de la velocidad de rotación se manifiesta como un patrón oscilatorio donde la barrena utilizada experimenta valores alternos entre períodos de adherencia es decir (stick) y deslizamiento (slip) sobre la formación.

Este comportamiento puede causar fluctuaciones en la velocidad de rotación de la barrena, lo que se traduce en variaciones en las revoluciones por minuto, que es lo que actualmente se conoce como vibración torsional stick/slip.

### 3.2.2 Peso sobre la barrena

El peso sobre la barrena conocido por sus siglas en inglés como Weight on Bit (WOB), se define como la fuerza axial que se aplica a la barrena durante la perforación, esta fuerza es muy importante para mantener el contacto adecuado entre la barrena y la formación, facilitando el corte y la trituración de la roca que se está perforando.

Como se puede ver en la gráfica los periodos de alta torsión, la barrena tiende a aferrarse a la roca debido a una fricción mayor, por lo cual esta resistencia incrementa temporalmente el peso sobre la barrena, reflejándose en un aumento en el peso medido.

Cuando se tuvo momentos de baja torsión, la fricción se reduce y la barrena se desliza más libremente sobre la formación, provocando una disminución temporal en la carga aplicada sobre la barrena, lo que se manifiesta como una reducción en el peso medido.

En la gráfica se muestra el peso sobre barrena que se estuvo empleando durante la perforación de esta sección, observándose ligeras fluctuaciones de peso aplicado, algunas de estas variaciones se muestran por prácticas de operación para ajustar parámetros, sin embargo, la mayor parte de las fluctuaciones se deben a las oscilaciones de torque que se tuvieron en el tiempo real.

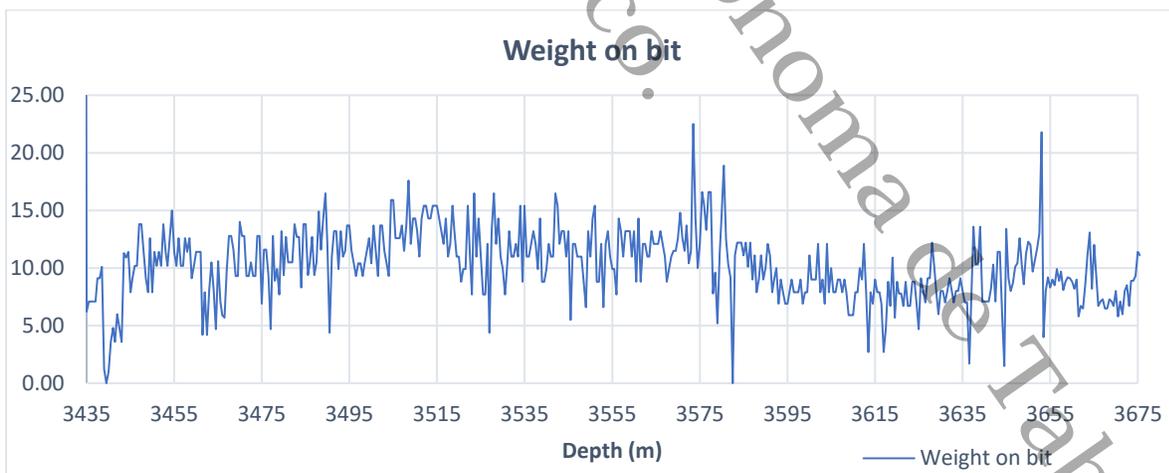


Fig. 6 Peso sobre barrena en tiempo real

### 3.2.3 Torque

En el siguiente gráfico tomado hasta la profundidad de 3,675 m, se puede observar que las fluctuaciones de torque se mantuvieron constantes, teniendo oscilaciones de hasta 33,000 lb/ft. El torque en perforación se refiere al momento de fuerza aplicado para hacer girar la barrena durante el proceso de perforación, debido a que este momento de fuerza es esencial para facilitar el corte de la roca y asegurar una buena tasa de penetración (ROP).

Es importante mencionar que las fluctuaciones de torque fueron constantes en las que se tuvo acumulación de energía y al momento de liberar, se presentaban aceleraciones instantáneas por encima de los 300 rpm y como bien se sabe las vibraciones torsionales, o el fenómeno stick-slip, ocurren cuando la barrena alterna entre condiciones de alta y baja fricción con la roca, esto provoca un patrón oscilatorio en el torque aplicado, como el que se muestra en la gráfica en donde la mayor fluctuación de torques oscilatorios ocurrieron previo a la desconexión de la rosca, lo cual pudo ocasionar fatiga torsional en los hilos de la rosca.

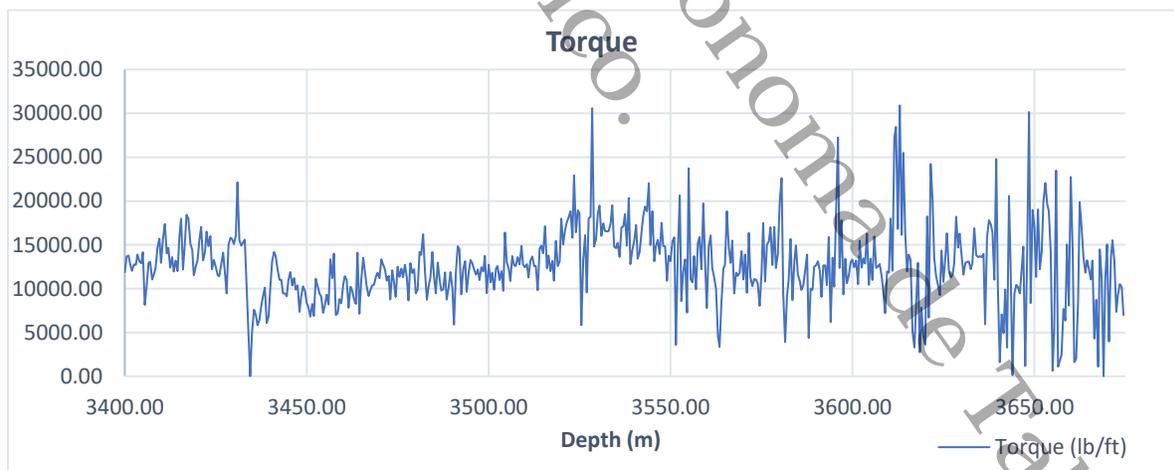


Fig. 7 Torque en tiempo real

### 3.3 Ensamble de fondo (BHA)

#### 3.3.1 Barrena

La barrena PDC es una herramienta de perforación utilizada principalmente en la industria del petróleo, gas y minería para atravesar formaciones rocosas duras y abrasivas. Se destaca por su recubrimiento de diamante policristalino, que proporciona una excelente durabilidad y capacidad de perforación. La barrena aplica una fuerza sobre la formación rocosa, utilizando la capa de diamante para cortar y desgastar la formación. La estructura de la barrena, que incluye elementos como cortadores, está diseñada para maximizar la eficiencia en la eliminación del material perforado y para estabilizar la herramienta durante su operación. En la sección del pozo, se utilizó una Barrena de este tipo con un diámetro exterior de 14 1/2" la cual se puede visualizar en la figura 5.



*Fig. 5 Barrena PDC 14 1/2"*

#### 3.3.2 Tubería de perforación

La tubería transmite el torque y la rotación desde la superficie hacia la barrena que se encuentra ubicada en el fondo del pozo, proporciona la resistencia necesaria para soportar las fuerzas aplicadas durante la perforación, es importante mencionar que en este pozo se utilizó tubería de grado °S-135 con conexión 5-1/2 Full Hole.

### 3.4 Análisis modal FEA

La frecuencia natural de un sistema o de un objeto es crucial por varias razones, ya que determina cómo vibrará y el tipo de ondas que se generarán.

En sistemas reales, las ondas están condicionadas por las dimensiones del objeto, lo que crea restricciones que favorecen ciertas frecuencias y longitudes de onda, generalmente, un objeto más largo tendrá una frecuencia natural más baja, mientras que uno más corto presentará una frecuencia más alta.

Un incremento en la masa suele reducir la frecuencia natural, ya que un sistema más pesado muestra una mayor inercia y, por lo tanto, tiende a vibrar a frecuencias más bajas. La rigidez, o módulo de elasticidad del material, también impacta en la frecuencia natural, es decir, materiales más rígidos tienen frecuencias naturales más altas porque ofrecen mayor resistencia a las deformaciones.

El análisis modal permite identificar las frecuencias naturales y los modos de vibración de un sistema, proporcionando información esencial sobre su comportamiento dinámico.

Las soluciones proporcionan las frecuencias naturales y los modos de vibración del sistema, debido a que cada frecuencia natural está asociada a un patrón específico de deformación que ocurre a esa frecuencia y cada frecuencia natural corresponde a un modo de vibración particular y la forma en que se deforma el sistema bajo vibraciones a esa frecuencia.

Estos modos ayudan a entender el comportamiento estructural bajo excitaciones dinámicas.

Los resultados del análisis modal se utilizan para evaluar cómo responde el sistema de perforación a diversas cargas dinámicas y excitaciones.

Este análisis es fundamental para identificar y mitigar problemas de resonancia.

### 3.4.1 Arreglo de perforación con ampliador hidráulico

El siguiente arreglo está diseñado para utilizar una sarta rotatoria con barrena PDC de 14 ½", equipada con herramientas MWD, LWD y APWD, junto con un ampliador hidráulico de 15 ½". El objetivo es perforar manteniendo la verticalidad desde una profundidad de 3,434 metros hasta 4,700 metros, para la instalación de tubería de revestimiento de 13 3/8"

1. Barrena PDC 14.5" TSt616	12. 1 x Drill Collar 9 1/2"
2. Sistema rotatorio 14.5" Liso	13. Combinación 7 5/8" Reg. x 6 5/8" Reg.
3. Estabilizador 9.5" x 14.375"	14. Mitigador S&V 8 1/4"
4. VCP 9 1/2" Pistón	15. 9 x Drill Collar 8"
5. LWD+ APWD 9 1/8"	16. Martillo Hidromecánico 7 3/4"
6. MWD 9	17. 3) Drill collar espiral 8"
7. Pony monel 9 1/4"	18. Combinación 6 5/8" Reg. x 5 1/2" FH
8. Filtro de Fondo 9 1/2"	19. 12) TPHW 5 1/2" Espiral 59.8 lb/ft
9. Ampliador Hidráulico Tipo 14 1/2" x 15.5"	20. TP 5 1/2" FH, (ID: 4.670"), °S-135, 24.7 lb/ft
10. 1 x Drill Collar 9 1/2"	21. Combinación 5 1/2" FH x XT57
11. Estabilizador 9 1/4" x 14 3/8"	22. TP 5 7/8" XT57, (ID: 4.25"), °S-135, 26.3 lb/ft

Fig. 6 Ensamble de fondo (BHA)

### 3.4.1 Velocidad crítica y frecuencias naturales

En el análisis de vibraciones, se modelaron todos los componentes del sistema de perforación, considerando los estabilizadores y el amplificador hidráulico como puntos de contacto en el agujero. Es importante señalar que, en un sistema de perforación, la barrena actúa como la fuente principal de excitación. No obstante, al incorporar un amplificador hidráulico en interacción con la formación geológica, se generan dos fuentes de excitación principales. Por lo tanto, para el análisis de elementos finitos, se consideraron como variables fundamentales la geometría completa del sistema de perforación, la temperatura, los puntos de contacto y las propiedades del fluido.

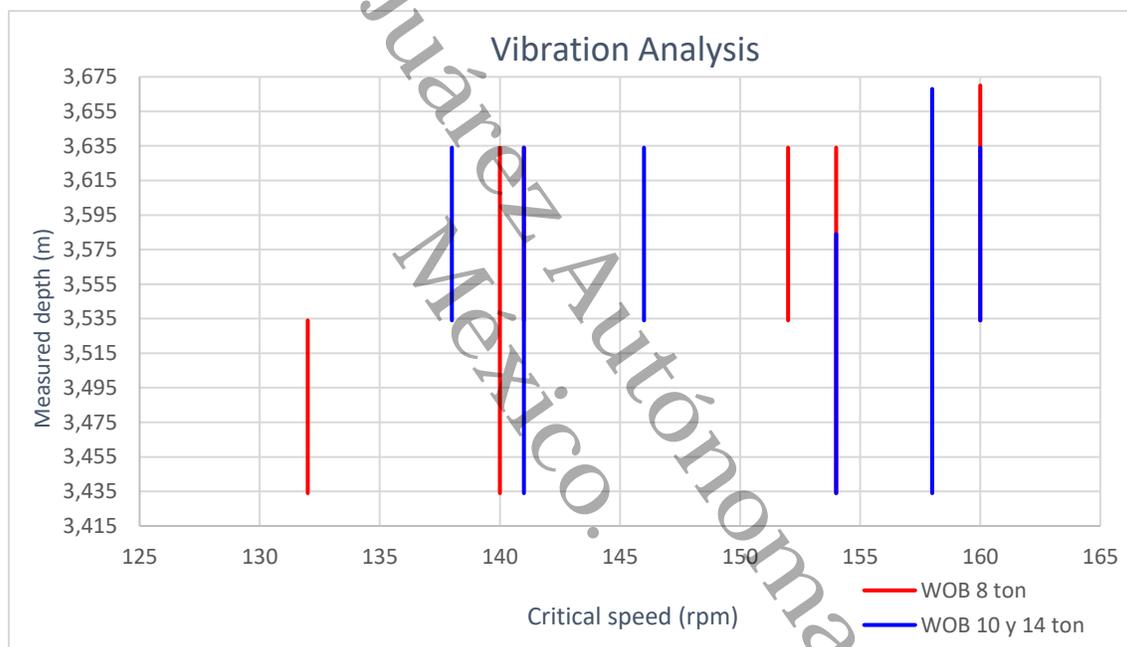


Fig.6 Velocidad crítica de rotación

La velocidad crítica en vibraciones se define como la velocidad en ciclos/minutos en la que un sistema dinámico, como el arreglo de perforación comienza a mostrar un comportamiento resonante. Este fenómeno se produce cuando la frecuencia de vibración del sistema de perforación coincide con su frecuencia natural, lo que puede llevar a un incremento significativo en la amplitud de las oscilaciones, esto genera un impacto negativo en el desempeño de la perforación a medida que la energía se incrementa, ocasionando vibraciones de alta magnitud.

Para mitigar este riesgo, es esencial llevar a cabo un análisis de vibraciones y diseñar el sistema de manera que evite alcanzar las velocidades críticas. Estrategias como el uso de amortiguadores y ajustes en la geometría del BHA pueden ser efectivas para cambiar la frecuencia natural del sistema y reducir la posibilidad de resonancia. Es crucial equilibrar el peso sobre barrena (WOB) y la velocidad de rotación de la barrena para evitar condiciones resonantes. Esto se puede lograr mediante análisis de vibraciones y simulaciones que permiten identificar las frecuencias naturales y ajustar el peso sobre barrena de manera adecuada.

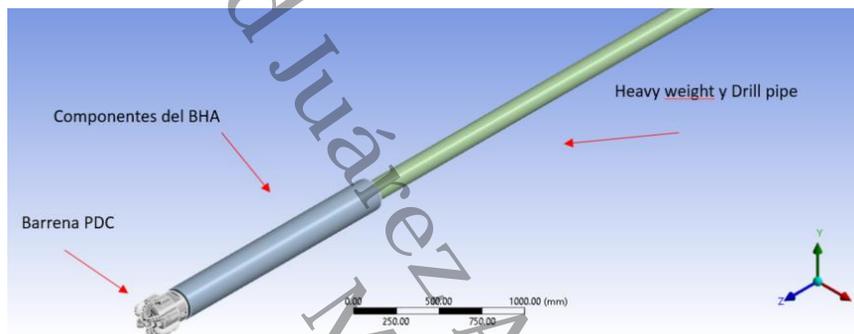


Fig.7 Ensamble de fondo a escala en Ansys Mechanical (BHA)

En base al análisis se determinaron las velocidades críticas de rotación en ciclos/minutos las cuales son 140, 141, 146, 152, 154, 158 y 160, considerando un peso sobre barrena de 8, 10 y 14 toneladas.

Las frecuencias naturales estimadas en ciclos/segundos fueron las siguientes:

2.35, 2.43, 2.53, 2.56, 2.63 y 2.66.

Es importante mencionar que el análisis tomo como punto de partida la profundidad inicial y final en donde se presentó el desprendimiento de la conexión la cuál fue a 3,675 md.

### 3.4.2 Carga crítica

El pandeo se produce principalmente bajo condiciones de carga axial, donde la fuerza aplicada excede la capacidad de carga del material. Este fenómeno se puede analizar utilizando la teoría de Euler, que sugiere que el riesgo de pandeo se incrementa con la longitud del tubo y depende de sus propiedades mecánicas y geometría.

El primer fenómeno se caracteriza por una deformación que adopta una forma de onda sinusoidal a lo largo de la longitud del material, donde se alternan áreas de compresión y tensión, el segundo fenómeno se conoce como pandeo helicoidal y presenta una forma de torsión que se manifiesta en espiral a lo largo del material.

En este arreglo de perforación los resultados en la simulación describen que el primer tipo de pandeo con una forma de onda tipo sinusoidal se puede presentar al ejercer un peso sobre barrena de 20.31 toneladas a partir de 3,675 m y el segundo tipo de pandeo se puede presentar aplicar 25 toneladas de peso sobre barrena (WOB) a partir de la profundidad de 3,621 m.

Minimum WOB (Rotating) to:  
Sinusoidal Buckle **20.31 tonne** begins at **3,675.00 m**  
Helical Buckle **25.00 tonne** begins at **3,621.53 m**

*Fig.8 Carga crítica del ensamble de fondo (BHA)*

#### **4. Conclusión**

Al estar operando en parámetros críticos dentro de las frecuencias de resonancia, se observa el fenómeno de vibración torsional de alta magnitud de tipo stick/slip, de igual forma se observaron vibraciones laterales de baja magnitud en el arreglo de perforación, como se mostró en los registros en tiempo real debido a las oscilaciones de torque y fluctuaciones de velocidad de rotación, el material con altas probabilidades tendió a fatigarse en los hilos de la rosca de la conexión piñón 5 ½ FH a la profundidad de 3,675 md, dejando una longitud de 781 m en el fondo a partir de la desconexión, como se ha estudiado la vibración de este tipo hace que la rotación de la barrena y el ensamble de fondo sea irregular y como consecuencia puede causar daños a la barrena o a las conexiones de las tuberías, como se demostró en el estudio, los parámetros de perforación como lo es el peso sobre barrena y velocidad de rotación del arreglo de perforación coinciden de manera aproximada con las simulaciones de velocidad crítica y frecuencia natural realizadas.

Para futuros estudios se recomienda tomar en cuenta el diseño de la barrena y el amplificador, para exponer la influencia que tiene en el tema de vibraciones.

## Bibliografía

- Alexandros Bousdekis, K. L. (2019). Decision Making in Predictive Maintenance: Literature Review and Research Agenda for Industry 4.0. *IFAC-PapersOnLine*, 52, 607-612.
- Balachandran, B., & Magrab, E. (2009). *Vibrations*. Toronto: Cengage Learning.
- Bukowitz, D. M. (2008). Computer model to predict drillstring lateral vibration modes and frequencies using the finite-element-method and modal analysis. *Revista Técnica de la Facultad de Ingeniería, Universidad del Zulia*, 122-133.
- Burgess, T. M., & Das, P. (1987). Improving BHA Tool Reliability With Drillstring Vibration Models: Field Experience and Limitations. *SPE/IADC Drilling Conference* (págs. 517-530). Nueva Orleans: SPE/IADC.
- Drumheller, D. S., & Knudsen, S. D. (1995). The propagation of sound waves in drill strings. *The journal of the Acoustical Society of America*, 2116-2115.
- Ghasemloonia, A., Rideout, D., & Butt, S. (2015). A review of drillstring vibration modeling and suppression methods. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 150-164.
- Hakimi, H. &. (2010). Drillstring vibration Analysis using differential quadrature method. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 235-242.
- Kelly, S. G. (2012). *Mechanical Vibrations: Theory and Applications, S.I.* Stamford: Cengage Learning.
- Moraes, L. &. (2018). Drill-String Vibration Analysis Considering an Axial-Torsional-Lateral Nonsmooth Model. *Journal of Sound and Vibration*, 438, 1010-1018.
- Moraes, L.P., & Savi, M.A. 2019). Drill-string vibration analysis considering an axial-torsional-lateral nonsmooth model. *Journal of Sound and Vibration*. (s.f.).
- Navarro Lopez, E. N.-L. (2004). Vibraciones en la sarta de perforación, problemas de control. *Proceedings of the Congreso Latinoamericano de Control Automatico* (págs. 1-6). Manchester: The University of Manchester. Recuperado el 19 de Abril de 2024
- Navarro Lopez, E., & Suárez, R. (2004). Vibraciones en una sarta de perforacion. Problemas de Control. *Proceedings of the Congreso Latinoamericano de Control Automatico* (págs. 1-6). [http://www.cs.man.ac.uk/~navarro/papers/enavarro\\_clca04.pdf](http://www.cs.man.ac.uk/~navarro/papers/enavarro_clca04.pdf).
- Oueslati, H. &. (2013). New Insights Into Drilling Dynamics Through High-Frequency Vibration Measurement and Modeling. *Proceedings of the SPE Annual Technical Conference and Exhibitions*, SPE-166212-MS.
- Rao, S. S. (2007). *Vibration of Continuous Systems*. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons.
- Rapier, D., & Paslay, P. (Octubre de 1984). Drillpipe Buckling in Inclined Holes. *JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY*, 1734-1738.
- Sinha, A. (2020). *Vibration of Mechanical Systems*. New York: Cambridge University Press.

Song, Y. (2018). Review of Vibration and Noise Control of the Plate Structures. *Journal of Mechanical Engineering*, 54-60.

Thomson, W. T., & Dillon, M. D. (1998). *Theory of Vibration with Applications*. Nueva York: Pearson Education & Prentice Hall.

Timoshenko, S. (1937). *Vibration Problems in Engineering*. New York: D Van Nostrand Company.

Tomski, L. P., & Golbiowska-Rozanow, M. S. (1996). Vibration and stability of an elastic column subject to a generalized load. *Archive of Applied Mechanics*, 67, 105-116.

William T. Thomson, M. D. (1998). *Theory of Vibration with Application*. New York: Prentice Hall.

Yigit, A., & Christoforou, A. (1998). Coupled torsional and bending vibrations of drillstrings subject to impact and friction. *Journal of Sound and Vibration*, 215(1), 167-181.

Zare, J. H. (2011). Finite Element Analysis of Drillstring Lateral Vibration. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 64-70., 6, 64-70.

Universidad Juárez Autónoma de Tabasco.  
México.

## Anexo 7

<b>Alojamiento de la tesis en el repositorio institucional</b>	
<b>Título de la tesis:</b>	ANÁLISIS DE VIBRACIONES Y SUS EFECTOS EN ENSAMBLES DE FONDO DE POZOS PETROLEROS UTILIZANDO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS
<b>Autor(a) o autores(ras) de la Tesis:</b>	LUIS MANUEL ZAMUDIO HERNÁNDEZ
<b>ORCID:</b>	<a href="https://orcid.org/0009-0006-5203-0078">https://orcid.org/0009-0006-5203-0078</a>
<b>Resumen de la Tesis:</b>	<p>El objetivo de este trabajo es recomendar una ventana operativa de velocidades de rotación y peso sobre barrena en las cuales se pueda minimizar la probabilidad de tener altas vibraciones en la sarta de perforación, basado en el modelado y simulación numérica para apoyar la toma de decisiones durante la perforación de pozos petroleros. Se realizó un extenso trabajo de modelado y simulación numérica que permitió obtener datos sobre diversos modos de vibración, los mecanismos que afectan a las vibraciones y sus posibles consecuencias en el ensamble de perforación. Este trabajo aborda el problema de las vibraciones y sus efectos mecánicos desde perspectivas teórica, operativa y práctica, el estudio incluye una revisión de la teoría disponible y su aplicación específica al problema, así como una serie de simulaciones numéricas utilizando elementos finitos con ANSYS estudiantil y WellPlan de Landmark. El análisis modal se aplica a un modelo que representa el ensamble de fondo de pozo como un elemento con carga axial que gira mientras hace contacto con la formación en el punto de barrenado. Las simulaciones presentadas reproducen y proporcionan resultados comparables con varias publicaciones científicas de los últimos veinte años, a través de un modelo dinámico que visualiza el BHA como una columna tubular rotatoria, analizando la estabilidad elástica del ensamble y la respuesta del sistema mediante análisis modal. Todos estos resultados son valiosos para la planificación del pozo y la toma de decisiones durante la operación.</p>
<b>Palabras claves de la Tesis:</b>	VIBRACIÓN, FRECUENCIA NATURAL, VELOCIDAD CRÍTICA, FORMAS MODALES
<b>Referencias citadas:</b>	<p>Alexandros Bousdekis, K. L. (2019). Decision Making in Predictive Maintenance: Literature Review and Research Agenda for Industry 4.0. IFAC-PapersOnLine, 52, 607-612.</p> <p>Balachandran, B., &amp; Magrab, E. (2009). Vibrations. Toronto: Cengage Learning.</p> <p>Bukowitz, D. M. (2008). Computer model to predict drillstring lateral vibration modes and frequencies using the finite-element-method and modal analysis. Revista Técnica de la Facultad de Ingeniería, Universidad del Zulia, 122-133.</p> <p>Burgess, T. M., &amp; Das, P. (1987). Improving BHA Tool Reliability</p>

With Drillstring Vibration Models: Field Experience and Limitations. SPE/IADC Drilling Conference (págs. 517-530). Nueva Orleans: SPE/IADC. Drumheller, D. S., & Knudsen, S. D. (1995). The propagation of sound waves in drill strings. The journal of the Acoustical Society of America, 2116-2115.

Ghasemloonia, A., Rideout, D., & Butt, S. (2015). A review of drillstring vibration modeling and suppression methods. Journal of Petroleum Science and Engineering, 150-164.

Hakimi, H. & (2010). Drillstring vibration Analysis using differential quadrature method. Journal of Petroleum Science and Engineering, 235-242.

Kelly, S. G. (2012). Mechanical Vibrations: Theory and Applications, S.I. Stamford: Cengage Learning.

Moraes, L. & (2018). Drill-String Vibration Analysis Considering an Axial-Torsional-Lateral Nonsmooth Model. Journal of Sound and Vibration., 438, 1010-1018.

Moraes, L.P., & Savi, M.A. (2019). Drill-string vibration analysis considering an axial-torsional-lateral nonsmooth model. Journal of Sound and Vibration. (s.f.).

Navarro Lopez, E. N.-L. (2004). Vibraciones en la sarta de perforación. problemas de control. Proceedings of the Congreso Latinoamericano de Control Automatico (págs. 1-6). Manchester: The University of Manchester. Recuperado el 19 de Abril de 2024

Navarro Lopez, E., & Suárez, R. (2004). Vibraciones en una sarta de perforación. Problemas de Control. Proceedings of the Congreso Latinoamericano de Control Automatico (págs. 1-6). [http://www.cs.man.ac.uk/~navarroe/papers/enavarro\\_clca04.pdf](http://www.cs.man.ac.uk/~navarroe/papers/enavarro_clca04.pdf).

Oueslati, H. & (2013). New Insights Into Drilling Dynamics Through High-Frequency Vibration Measurement and Modeling. Proceedings of the SPE Annual Technical Conference and Exhibitions, SPE-166212-MS.

Rao, S. S. (2007). Vibration of Continuous Systems. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons.

Rapier, D., & Paslay, P. (Octubre de 1984). Drillpipe Buckling in Inclined Holes. JOURNAL OF PETROLEUM TECHNOLOGY, 1734-1738.

Sinha, A. (2020). Vibration of Mechanical Systems. New York: Cambridge University Press.

Song, Y. (2018). Review of Vibration and Noise Control of the Plate Structures. Journal of Mechanical Engineering, 54-60.

Thomson, W. T., & Dillon, M. D. (1998). Theory of Vibration with Applications. Nueva York: Pearson Education & Prentice Hall.

Timoshenko, S. (1937). Vibration Problems in Engineering. New York: D Van Nostrand Company.

Tomski, L. P., & Golbiowska-Rozanow, M. S. (1996). Vibration and stability of an elastic column subject to a generalized load. Archive of Applied Mechanics, 67, 105-116.

William T. Thomson, M. D. (1998). Theory of Vibration with Application. New York: Prentice Hall.

Yigit, A., & Christoforou, A. (1998). Coupled torsional and bending vibrations of drillstrings subject to impact and friction. Journal of Sound and Vibration, 215(1), 167-181.

Zare, J. H. (2011). Finite Element Analysis of Drillstring Lateral Vibration. Journal of Engineering and Applied Sciences, 64-70., 6, 64-70.