



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN
INGENIERÍA**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**APLICACIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO DE
VIBRACIONES MECÁNICAS EN LA SARTA DE
PERFORACIÓN DE UN POZO DE LA REGIÓN SUR**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERÍA

PETROLERA Y GAS NATURAL - PERFORACIÓN

P R E S E N T A:

RICARDO BRICEÑO MOYA



TUTOR:

M. en I. MARIO GERARDO GARCÍA HERRERA

2010



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Fernando Samaniego Verduzco
Secretario: Dr. Rubén Nicolás López
Vocal: M. en I. Mario Gerardo García Herrera
1^{er} Suplente: Dr. Porfirio Mendizábal Cruz
2^{do} Suplente: Dr. Martín Cárdenas Soto

Lugar donde se realizó la tesis:

Ciudad Universitaria, México, Distrito Federal.

TUTOR DE TESIS

M. en I. MARIO GERARDO GARCÍA HERRERA



FIRMA

Agradecimientos

A mis padres Carmen Moya y Antonio Briceño
Que son las personas a las que mas admiro, gracias a su esfuerzo y dedicación soy lo que soy.

A mis hermanos
Gabriela, Antonio y Fernando sin olvidarme de los postizos Pablo, Carlos, Leonardo y Ramón por darme siempre ese apoyo, cariño y confianza incondicional. Los quiero mucho.

A la familia Morones Mendoza
Sr. Elba, Sr. Rubén, Sr. Tina, Gaby, Beto, Ali, Toño que me brindaron todo su apoyo y confianza.

A Myrna:
Por tu atención, apoyo y amor que me has brindado. Nunca cambies mi niña.

A mis amigos, que siempre han estado en las buenas y las malas:
Jacobo, Cristina, Joseba, Fabiola, Luis, Arturo, Raúl, Miguel, Perla, Adriana, Isabel Brenda, Daniela, Pablo, Pamela, Kika que me brindaron su apoyo y una amistad entrañable.

A mis amigos de la maestría: Carmen, Anabel, Lidia, Jose Luis, Rodrigo, Tun, Rafa, Omar, Oswaldo, Noe, Betillo, Luis, Tabasco, Poncho, Ernesto que me brindaron su apoyo y una amistad entrañable.

Al Instituto Mexicano del Petróleo (IMP) por brindarme sus instalaciones y apoyo para la elaboración de la tesis.

A la gloriosa Universidad Nacional Autónoma de México que me ha brindado la oportunidad de realizar mis sueños.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por el apoyo brindado durante la maestría.

A los ingenieros de Reforma-Chiapas por su apoyo y tiempo
Ing. Antonio Urbietta López, Ing. Alfredo Rayón Casiano, Ing. Ignacio Rancel, Ing. Ernesto Segura Peza, Ing. Gerardo Lara y al Ing. Víctor.

Al M. en I. Mario Gerardo García Herrera por su tiempo, apoyo y conocimiento que me ofreció en la elaboración de la tesis.

A los sinodales por dedicar parte de su tiempo y conocimiento para enriquecer este trabajo.

Ricardo Briceño Moya

ÍNDICE

	Pág.
RESUMEN	vii
ABSTRACT	ix
INTRODUCCIÓN	xi
 CAPÍTULO I. DISEÑO DE SARTAS DE PERFORACIÓN	
1.1.-Introducción.....	1
1.2.-Conceptos Generales.....	1
1.3.-Componentes de la sarta de perforación.....	2
1.4.-Consideraciones de la sarta de perforación.....	3
1.4.1-Tubería de perforación.....	3
1.4.2-Tubería extra pesada de pared gruesa.....	3
1.4.3-Lastrabarrenas.....	4
1.4.4-Estabilizadores.....	4
1.4.5-Amortiguadores.....	5
1.4.6-Herramientas de percusión (martillos).....	5
1.4.7- Barrenas, Ampliador y Barrenas con ampliador.....	6
1.5.-Metodología práctica del diseño de la sarta de perforación.....	7
1.5.1-Recopilación de información.....	7
1.5.2-Factores de diseño.....	7
1.5.3-Selección del ensamble de fondo (lastrabarrenas y tubería pesada).....	8
1.5.3.1-Punto neutro.....	12
1.5.3.2-Diámetro de los lastrabarrenas.....	12
1.5.3.3-Cambio de diámetro adecuado entre secciones de la sarta.....	13
1.5.4-Diseño de la tubería de perforación.....	13
1.5.4.1-Máxima tensión permisible y la tensión de trabajo para cada sección de la tubería.....	13
1.5.4.2-Máxima longitud de la secciones de la tubería de perforación.....	16
1.5.4.3-Capacidad de presión interna y colapso de la tubería de perforación.....	17
1.5.4.4- Selección del tipo de junta y características del ensamble de fondo.....	18
1.5.5-Criterios de estabilización de la sarta de perforación.....	19
1.5.5.1-Principios de estabilización de ensambles de fondo.....	19

1.5.5.2-Estabilización de la sarta de perforación.....	21
1.5.5.3-Amortiguador de vibraciones.....	24
1.6-Fatiga.....	25
1.6.1-Fuentes de fatiga-inducción de esfuerzos cíclicos.....	26
1.6.2-Atenuación-amortiguamiento.....	26
1.6.3-Velocidades de rotación crítica o resonancia.....	27
1.7. Etapa de análisis de 17 ½ [pulgadas].....	27

CAPÍTULO II. TEORÍA DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS

2.1-Introducción.....	28
2.2-Movimiento vibratorio.....	29
2.2.1-Movimiento armónico simple.....	29
2.2.1.1-Angulo de fase.....	30
2.2.1.2-Resonancia.....	32
2.2.1.3-Frecuencia.....	32
2.2.2-Vibración libre.....	33
2.2.3-Movimiento amortiguado.....	36
2.2.4-Movimiento forzado.....	41
2.3-Clasificación de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación.....	43
2.3.1-Mecanismos de vibración.....	45
2.3.1.1-Atascamiento-Deslizamiento.....	45
2.3.1.2-Rebote de barrena.....	46
2.3.1.3-Giro de barrena.....	47
2.3.1.4-Giro del ensamble de fondo (Hacia atrás y hacia adelante).....	47
2.3.1.5-Impactos laterales.....	48
2.3.1.6-Resonancia de torsión.....	49
2.3.1.7-Resonancia paramétrica.....	50
2.3.1.8-Vibración de barrena.....	51
2.3.1.9-Modo Acoplado.....	52
2.4-Factores que afectan la vibración.....	53
2.5-Problemas de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación.....	55
2.5.1-Ensamble de Fondo.....	55

CAPÍTULO III. MODELO MATEMÁTICO DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS EN LA SARTA DE PERFORACIÓN

3.1. Introducción.....	58
3.2. Ecuación de movimiento en los lastrabarrenas.....	60
3.2.1. Fuerza dinámica compresiva en los lastrabarrenas.....	68
3.3. Desplazamientos en la tubería de perforación extra pesada.....	69
3.3.1. Fuerza dinámica compresiva en la tubería de perforación extra pesada.....	75
3.4. Desplazamiento en la tubería de perforación.....	76

3.4.1. Fuerza dinámica compresiva en la tubería de perforación.....	80
3.5. Frecuencia natural de oscilación.....	82
3.6. Frecuencia de excitación.....	84
3.7. Velocidad de rotación crítica.....	85
3.8. Selección de fase.....	86

CAPÍTULO IV. ANÁLISIS DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS EN POZOS DE LA REGIÓN SUR

4.1. Introducción.....	88
4.2. Aplicación del modelo matemático.....	89
4.3. Pozo Tiakin1.....	90
4.3.1. Sarta de perforación etapa de 17 ½”, pozo Tiakin1.....	91
4.3.2. Simulación 1, pozo Tiakin1.....	92
4.3.3. Simulación 2, pozo Tiakin1.....	96
4.3.4. Conclusiones, pozo Tiakin1.....	100
4.4. Pozo Platanal 5212.....	101
4.4.1. Sarta de perforación etapa de 17 ½”, pozo Platanal 5212.....	103
4.4.2. Simulación 1, pozo Platanal 5212.....	104
4.4.3. Simulación 2, pozo Platanal 5212.....	108
4.4.4. Conclusiones, pozo Platanal 5212.....	112
4.5. Pozo Juspi 101 A.....	114
4.5.1. Sarta de perforación 1 etapa de 17 ½”, pozo Juspi 101 A.....	115
4.5.1.1. Simulación 1, pozo Juspi 101 A.....	116
4.5.1.2. Simulación 2, pozo Juspi 101 A.....	120
4.5.1.3. Variación de velocidades en la sarta de perforación 1, pozo Juspi 101 A.....	124
4.5.1.4. Conclusiones, pozo Juspi 101 A.....	128
4.5.2. Sarta de perforación 2 etapa de 17 ½”, pozo Juspi 101 A.....	129
4.5.2.1. Simulación 1, pozo Juspi 101 A.....	130
4.5.2.2. Simulación 2, pozo Juspi 101 A.....	134
4.5.2.3. Conclusiones, pozo Juspi 101 A.....	138
4.6. Pozo Jujo 23B.....	139
4.6.1. Sarta de perforación etapa de 17 ½”, pozo Jujo 23B.....	140
4.6.2. Simulación 1, pozo Jujo 23B.....	141
4.6.3. Simulación 2, pozo Jujo 23B.....	145
4.6.4. Conclusiones, pozo Jujo 23B.....	149

CAPÍTULO V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.....	150
5.2. Recomendaciones.....	151

ANEXO A

A-1. Tubería de perforación.....	153
A-2. Tubería de perforación extra pesada.....	157
A-3. Lastrabarrenas.....	158
A-4. Diagrama de flujo del modelo de vibraciones mecánicas.....	159
A-5. Código fuente en Fortran para el modelo de vibraciones mecánicas.....	161
NOMENCLATURA.....	167
BIBLIOGRAFÍA.....	170

Resumen

Antes de perforar un pozo se pueden simular diferentes escenarios que pueden ocurrir en la sarta de perforación. Durante la perforación, se presentan vibraciones en la sarta de perforación, las cuales están asociadas a las condiciones de operación, tales como la velocidad de rotación, peso sobre barrena, presión de bomba y el torque, que varían de acuerdo a los cambios que se tienen en las formaciones que se atraviesan durante la perforación. Las vibraciones tienen efectos perjudiciales, sobre todo si son excesivas y no se detectan para controlarlas, pudiéndose traducir en fallas prematuras de la tubería (degollamientos), la barrena o atrapamiento de la sarta de perforación haciendo ineficiente el proceso de perforación.

El diseño y operación del ensamble de fondo afecta el control de la magnitud de las vibraciones mecánicas y la respuesta en la sarta de perforación. La longitud de los lastrabarrenas afecta directamente la magnitud de las vibraciones mecánicas y la respuesta de la sarta de perforación a las vibraciones; por lo tanto las vibraciones laterales representan fricción con las paredes de la formación y con la tubería de revestimiento.

El presente trabajo consiste en la aplicación de la ecuación de movimiento para el análisis de las vibraciones mecánicas provocadas por una fuente de excitación que es la velocidad de rotación en la sarta de perforación, mediante la implementación de simulaciones del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta con el fin de controlar las vibraciones mecánicas.

Para el análisis se asume que:

- La sección de área transversal en los lastrabarrenas es homogénea en sus diámetros internos y externos.
- La barrena empleada en la etapa de 17 ½" es tricónica.
- La formación perforada es de media dura a dura.
- Los estabilizadores no representan un cambio significativo en la frecuencia natural del ensamble de fondo.
- La inclinación y curvatura no afectan la frecuencia natural de oscilación.

Los análisis de vibraciones mecánicas se llevarán a cabo en la etapa de 17 ½" que es en la cual se observan las vibraciones mecánicas de mayor magnitud y se tiene la mayor longitud de agujero descubierto.

El análisis de las vibraciones mecánicas se llevo a cabo en cuatro pozos de la región sur, tanto en el diseño, durante la perforación y después de la perforación, para utilizar la información como pozo de correlación en un pozo futuro a perforar.

La aplicación del modelo matemático se realizo en distintas etapas en los siguientes pozos:

- Diseño:

-Juspi 101A.

-Jujo 23B.

-Durante la perforación:

-Platanal 5212.

-Al término de la perforación:

-Tiakin 1.

Para el análisis de los desplazamientos y la fuerza dinámica compresiva se modifican los parámetros tanto de la fuente de excitación y la longitud de las áreas homogéneas en el ensamble de fondo.

El objetivo de este trabajo es proporcionar una alternativa para el control de las vibraciones mecánicas utilizando una mayor longitud de lastrabarrenas, cambiando la velocidad de rotación o empleando amortiguadores de vibraciones mecánicas, manteniendo condiciones óptimas de operación con el fin de reducir costos.

Abstract

Before drilling a well can simulate different scenarios that might occur in the drill string. During drilling, there are vibrations in the drill string, which are associated with operating conditions, such as rotation speed, weight on the bit, pump pressure and torque, which vary according to changes in formations that have crossed during drilling. Vibrations have harmful effects, especially if they are excessive and not detected to control, which translate in premature faults in the pipe (beheadings), the bit or entrapments of the drill string doing unsuccessful the drilling process.

The design and operation of the bottom hole assembly affects control of the magnitude of mechanical vibration and the response in the drill string. The length of drill collars directly affects the magnitude of mechanical vibrations and the response of the drill string to vibrations; therefore represent lateral vibration friction with the walls of the formation and the casing.

This work involves the application of the motion equation for analysis of the mechanical vibrations caused by an excitation source which is the speed of rotation of the drill string by implementing simulations of displacement and the dynamic compressive strength in the drill string in order to control mechanical vibrations.

For the analysis assume that:

- The cross section area of the drill collars is homogenous in their external and internal diameters.
- The bit used in the stage 17 ½" is trichonida.
- The drilled formation is from middle hard to hard.
- Stabilizers do not represent a significant change in the natural frequency in the bottom hole assembly.
- The slope and curvature do not affect the natural frequency of oscillation.

The analysis of mechanical vibrations was held in four wells in the southern region, in the design, while drilling and after drilling, to use the information as correlation well in a future well to drill.

The application of the mathematical model was performed in several stages in the follow wells:

Design:

- Juspi 101A.
- Jujo 23B.

While drilling:

- Platanal 5212.

After drilling:

- Tiakin 1.

For the analysis of the displacements and the dynamic compressive strength are changed parameters both the excitation source and the length of the homogeneous areas in the bottom hole assembly.

The aim of this work is to provide an alternative for the control of mechanical vibrations using a greater length of drill collars, changing the rotation speed or using mechanical vibration dampers, maintaining optimum operating conditions in order reduce costs.

Introducción

Las vibraciones se refieren a la oscilación de un cuerpo o un sistema mecánico alrededor de su posición de equilibrio.

Un cuerpo o sistema de cuerpos rígidos está en vibración cuando su movimiento incluye repetidas oscilaciones alrededor de una posición de equilibrio. La oscilación puede repetirse uniformemente o puede cambiar con el tiempo [1].

Durante las operaciones de perforación de acuerdo a los cambios de las características de cada roca que se perfora y de las condiciones de operación, se presentan vibraciones en la sarta de perforación, las cuales tienen efectos perjudiciales sobre todo si son excesivas y no se controlan, traduciéndose en fallas prematuras de la tubería, la barrena o atrapamiento de la sarta de perforación, esto hace ineficiente el proceso de perforación por los tiempos de pesca, por el tiempo empleado para sacar la sarta para su revisión o por el tiempo ocupado para despegar la tubería de perforación.

Durante la perforación, se presentan vibraciones en la sarta de perforación (axiales, torsionales y laterales), las cuales están ligadas a las condiciones de operación, tales como la rotación, el peso, la presión de bomba y el torque, que varían de acuerdo a los cambios en las formaciones perforadas[2]. Las vibraciones tienen efectos perjudiciales, sobre todo si son excesivas y no se detectan para controlarlas, pudiéndose traducir en fallas prematuras de la tubería, la barrena o atrapamiento de la sarta de perforación.

La sarta de perforación vibra como resultado de la variación periódica de fuerzas externas. Mediciones de las vibraciones en la sarta muestran a la barrena como la primer fuente de excitación de las vibraciones, y estas resultan de la sintonización de frecuencias del ensamble de fondo y la fuente de excitación. Las vibraciones pueden ser suprimidas o amplificadas por el diseño del ensamble de fondo y la velocidad de rotación de la sarta de perforación [3].

El objetivo del siguiente trabajo consiste en la aplicación de la ecuación de movimiento para el análisis de las vibraciones mecánicas provocadas por una fuente de excitación que es la velocidad de rotación en la sarta de perforación en función de la frecuencia de resonancia. Mediante la implementación de simulaciones del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta con el fin de controlar las vibraciones mecánicas.

Los análisis de vibraciones mecánicas se llevarán a cabo en la etapa de 17 ½" que es en la cual se observan las vibraciones mecánicas de mayor magnitud y se tiene la mayor longitud de agujero descubierto. La aplicación del modelo matemático se llevo a cabo en diferentes etapas de diseño, durante la perforación y al término de la perforación de la etapa de 17 ½" en cuatro pozos de la región sur.

Obteniéndose una alternativa para el control de las vibraciones mecánicas utilizando una mayor longitud de lastrabarrenas, cambiando la velocidad de rotación o empleando amortiguadores de vibraciones mecánicas, manteniendo condiciones óptimas de operación con el fin de reducir costos.

Capítulo I

Diseño de sargas de perforación

1.1. Introducción

En el proceso de perforación de un pozo, la sarga es el componente del equipo de perforación que más se somete a esfuerzos (tensión, compresión, presiones interna y externa, pandeo, fatiga, torsión, abrasión, erosión, corrosión y vibraciones mecánicas). La acción independiente o combinada de dichos esfuerzos puede causar problemas durante la perforación, como: desprendimientos de la sarga de perforación (degollamiento), pegaduras por presión diferencial, altos arrastres, vibraciones mecánicas y fugas en los elementos tubulares de la sarga. Por supuesto estos problemas son causa de altos costos y pérdidas de tiempo de perforación. Al hacer el diseño de cada etapa deben ser considerados los daños por fatiga de los elementos de la sarga de perforación con el fin de disminuirlos.

Consecuentemente, un adecuado diseño de la sarga es fundamental para el éxito de la perforación de pozos.

1.2. Conceptos generales

El principio fundamental al diseñar una sarga de perforación es que los esfuerzos a los que se someten los componentes tubulares de la sarga deben ser siempre inferiores a las resistencias de dichos elementos (especificadas en tablas por el fabricante), sin deformarse permanentemente o alcanzar su límite elástico. Cuando el límite elástico de un componente tubular se rebasa, éste sufre una deformación irreversible y, consecuentemente, una reducción drástica en su capacidad de resistencia [4]. Desafortunadamente, en la mayoría de los casos esta deformación irreversible es difícil de detectar visualmente. Por lo tanto, el continuar usando este elemento deformado ocasiona los problemas comunes de pesca o fugas.

Un diseño adecuado de la sarga de perforación permite reducir costos y tiempos de perforación a través de:

- Optimizar el número de lastrabarreras, tubería pesada y tubería de perforación.
- Reducir el riesgo de desprendimiento o ruptura de los componentes de la sarga de perforación.
- Reducir la posibilidad de pegaduras por presión diferencial.
- Mantener un control sobre la verticalidad o inclinación del pozo desde el inicio de la perforación y reducir arrastres por tortuosidad del agujero.

1.3. Componentes de la sarta de perforación

Los componentes de la sarta de perforación son:

-Kelly o flecha: No es exactamente parte de la sarta de perforación, pero transmite y absorbe torsión, del equipo de rotación hacia la sarta de perforación y de la sarta de perforación hacia el equipo de rotación, además de que soporta toda la carga de tensión de la sarta de perforación.

-Tubería de perforación: Transmite potencia por medio del movimiento rotatorio del piso del equipo de perforación a la barrena, y permite la circulación del fluido de control. Está sujeta a esfuerzos complejos, así como el resto de la sarta de perforación. La tubería de perforación nunca debe usarse en compresión o en condiciones de darle peso a la barrena, excepto en agujeros de alto ángulo u horizontales, en donde la estabilidad de la sarta y la ausencia de pandeamiento debe confirmarse.

-Tubería de perforación extra pesada: Hacen la transición entre la tubería de perforación y los lastrabarrenas, evitando así, un cambio abrupto en las áreas seccionales cruzadas. También son utilizadas con las lastrabarrenas para proveer peso en barrena y reducen la posibilidad de atrapamiento diferencial.

-Lastrabarrenas: Proveen el peso a la barrena, manteniendo la sección de la tubería de perforación en tensión, durante la perforación y se diseñan de acuerdo a la posición del punto neutro y el peso sobre barrena. El punto neutral debe estar localizado en la parte superior de la sección de las lastrabarrenas entre un rango de 75 a 85% como máximo [4].

-Otras herramientas de fondo: Estabilizadores, combinaciones, percusores de perforación, herramientas de registros en tiempo real, barrenas de ampliación. Todas tienen funciones distintas, pero dos aspectos en común: Su colocación es crucial cuando se diseña una sarta de perforación e introducen "irregularidades" en la sarta de perforación; es decir, diferentes áreas transversales y diferentes características mecánicas (torsión/flexión), que deben tomarse en cuenta durante el diseño de una sarta de perforación, puesto que estas pueden generar vibraciones mecánicas.

-Barrenas: Las barrenas se seleccionan para alcanzar una velocidad de penetración óptima de acuerdo a las características de la formación y el diseño de la sarta de perforación [5]. Esto significa que deberán de perforar muy rápido y perforar la etapa con la menor cantidad de barrenas para evitar perder tiempos en viajes; es decir, uno de los objetivos de seleccionar la barrena es la de reducir los costos de perforación. Idealmente, la sección completa de agujero descubierto tendría que ser perforada con una sola barrena.

1.4. Consideraciones de la sarta de perforación

Los factores principales en el diseño de una sarta de perforación son los siguientes:

1.4.1. Tubería de perforación

- Resistencia al colapso y ruptura.
- Esfuerzo de tensión.
- Torsión.
- Resistencia contra el aplastamiento por medio de la acción de las cuñas.
- Presencia de fluidos agresivos (H_2S y CO_2)/resistencia a la corrosión.
- Tensión, el peso combinado de lastrabarras y tubería de perforación más cualquier sobretensionamiento.
- Compresión.
- Fatiga asociada a muescas mecánicas.
- Esfuerzo cíclico de fatiga mientras se rota a través de pozos desviados, severidad de patas de perro.
- Fricción abrasiva.
- Vibración mecánica, a velocidades rotarias críticas (resonancia).

El uso de grados de acero para corresponder a los diferentes ambientes del agujero, siendo los más comunes G-105 y S-135 en pozos de tierra. El G-105 es usado para ambientes pocos profundos o de H_2S . El S-135 es considerado un estándar para operaciones costa afuera [5], ver apéndice A1.

La tubería de perforación mejorada es una tubería de perforación estabilizada, que puede ser utilizada en pozos desviados/horizontales, para:

- Prevenir el atascamiento diferencial.
- Reduce la torsión y el arrastre.
- Reduce el contacto con la pared o desgaste de la junta.

1.4.2. Tubería extra pesada de pared gruesa

Es un componente de peso intermedio para la sarta de perforación, consiste de tubos de pared gruesa sujetos a uniones especiales extra largas, lo cual facilita el efectuar las conexiones y disminuir el tiempo de viaje al meter o sacar las herramientas. La diferencia que existe entre una tubería de perforación y una extra pesada, es que esta última tiene la sección central recalada para protegerla contra la abrasión y resistir mayores cargas de compresión.

En pozos adomados esta tubería se puede usar para reemplazar parte de la longitud de los lastrabarras que se han calculado para proporcionar el peso necesario a la barrena. Se recomienda el uso de tubería extra pesada, en pozos desviados o direccionales ya que es menos rígida que los lastrabarras y hace menos contacto con la pared del pozo, ver apéndice A2.

1.4.3. Lastrabarrenas

Los lastrabarrenas son utilizados para aplicar peso en la barrena. Su gran grosor de pared, les provee una mayor resistencia al pandeo que la tubería de perforación cuando se sujetan a compresión, además en pozos direccionales proporcionan rigidez para mantener la barrena alineada con el eje del pozo, proveen un efecto de péndulo para mantener el pozo dentro de la vertical cuando se requiere corregir ángulo. Existen generalmente tres diseños de lastrabarrenas:

-Lastrabarrena liso o convencional.

-Lastrabarrenas en espiral. Se caracterizan por tener ranuras espirales maquinadas longitudinalmente en forma de espiral, lo que reduce el área de contacto entre los lastrabarrenas y la pared del agujero, aproximadamente son un 4% más ligeros que los convencionales o lisos ya que pierden peso por el ranurado en espiral además al reducir el área de contacto se disminuyen los problemas por pegaduras por presión diferencial.

-Lastrabarrenas cuadrados. Son cuerpo rectangular y con juntas de piñón y caja similares a los convencionales y al igual que los lastrabarrenas espirales también son útiles para evitar problemas de pegaduras por presión diferencial ya que el área de contacto entre los lastrabarrenas y el agujero se reduce aún más.

En los pozos desviados y para evitar el atrapamiento del ensamble de fondo, se utiliza la mínima cantidad de lastrabarrenas (y éstas deberán ser del tipo ranurado). La tubería de perforación extra pesada en conjunción con estabilizadores, deberá ser utilizada para sustituir el peso de los lastrabarrenas, ver apéndice A3.

1.4.4. Estabilizadores

Los estabilizadores proveen una distancia fija desde la pared del agujero y mantienen los lastrabarrenas concéntricas con el pozo, reduciendo de esta manera el pandeo y la flexión [5]. Sin embargo los estabilizadores podrían incrementar la torsión y arrastre.

Los tres tipos básicos de herramientas estabilizadoras son de aletas soldadas o integrales largas recomendadas para formaciones blandas, de aletas cortas recomendadas para formaciones duras, de camisas de caucho no rotatorio y escareadores de rodillos cortadores tanto para formaciones duras como suaves.

La posición, tamaño y cantidad de estabilizadores en el ensamble de fondo es determinado por los requerimientos de la perforación direccional. En la sección vertical su propósito es la de mantener el ángulo de desviación lo mas bajo posible.

Nota:

- El estabilizador cerca de la barrena puede ser reemplazado por un escareador de rodillos, en caso de que se experimente torsión excesiva.
- El uso de estabilizadores dentro de la tubería de revestimiento debe ser evitado lo más posible o ser limitado a un espacio de tiempo corto, ejemplo mientras se limpia el cemento.
- Los escareadores de rodillo pueden ser utilizados para la estabilización de la sarta de perforación, en donde sea difícil mantener la medición del agujero y en formaciones duras y profundas donde la torsión representa un problema.

1.4.5. Amortiguadores

Los amortiguadores son colocados en la sarta de perforación, idealmente, encima de la barrena, para absorber vibraciones mecánicas y cargas de choque [6]. Son útiles, especialmente en sitios de poca profundidad cuando se perforan formaciones duras, formaciones fracturadas o formaciones con intercalaciones para disminuir el desgaste y falla de los componentes de la sarta de perforación (herramientas de registros en tiempo real, tubería de perforación, tubería pesada, lastrabarrenas, barrena, etc.).

1.4.6. Herramientas de percusión (martillos)

Los martillos o herramientas de percusión son empleados en las sartas de perforación para liberar la sarta en caso de presentarse una pegadura o atrapamiento durante la perforación o reparación de pozos. El martillo golpea hacia arriba o hacia abajo con una fuerza que varía en función de la cantidad de lastrabarrenas. El perforador puede controlar desde el piso de perforación, la dirección del golpeteo, la intensidad del impacto y el número de golpes. El martilleo no se afecta por el torque en la tubería de perforación, la desviación u orientación de la barrena.

Los martillos normalmente tienen el mismo diámetro interno que los lastrabarrenas por lo que permiten el paso de herramientas de línea o cable a través de ellos. El golpeteo del martillo hacia arriba o hacia abajo depende de la fuerza aplicada por el perforador.

La fuerza de impacto ejercida por el martillo también es controlada por la cantidad de tensión o peso aplicado por el perforador. Casi todos los martillos pueden usarse en compresión o tensión. La temperatura y presión hidrostática elevadas no afecta el desempeño de la herramienta. Los diámetros disponibles van desde 1 11/16 [pulgadas] para operaciones con tubería flexible hasta 9 1/2 [pulgadas] para perforación convencional [7].

1.4.7. Barrenas con ampliador

La adecuada selección de barrena tiene mucho que ver en la pegadura de tuberías, reduce viajes innecesarios y la exposición del agujero descubierto. En agujeros direccionales la selección de la barrena influye también en la tortuosidad del agujero [4].

Para la planeación del programa de barrenas de un pozo a perforarse, se procede a:

- Seleccionar la barrena, basados en los riesgos y la geometría.
- Efectuar estudios de registros de barrenas de pozos vecinos, correlación con pozos del mismo campo.
- Optimizar el programa de barrenas y los programas operacionales deben lograr que el pozo a perforar mejore la operación promedio del área.

Factores de selección de barrenas:

- Dureza y abrasividad de la formación.
- Geometría del pozo.
- Control direccional.
- Sistema de rotación.
- Tipo de fluido de perforación.

Parámetros de operación para la optimización de la perforación:

- Peso sobre barrena.
- Velocidad de rotación.
- Hidráulica de perforación.

Mientras se usa barrena ampliadora:

- La selección de cortadores dependerá de la formación, basada en las mismas consideraciones que las que se usan para las barrenas.
- Las formaciones blandas normalmente responderán mejor a una velocidad de rotación más alta y un peso sobre barrena mas bajo, mientras que las formaciones más duras requieren un peso sobre barrena más alto y menos velocidad de rotación.
- En caso de que se encuentren formaciones fracturadas, ajuste el parámetro de perforación para evitar el rebote.
- Use un gasto de fluido de control suficiente para obtener una buena limpieza de agujero.
- Siempre estabilice la parte baja de la barrena de ampliación para prevenir que rote fuera del centro.

1.5. Metodología práctica del diseño de la sarta de perforación

El objetivo del diseño de la sarta de perforación es asegurar que el esfuerzo máximo, en cualquier punto de la sarta de perforación, sea menor que el esfuerzo de cedencia. Los componentes y la configuración de la sarta de perforación deben minimizar los efectos de fatiga así como las vibraciones mecánicas y tener alta resistencia por corrosión.

La metodología propuesta se conforma básicamente de los puntos siguientes [8]:

- 1.5.1-Recopilación de información de diseño de pozos.
- 1.5.2-Factores de diseño.
- 1.5.3-Selección del aparejo de fondo.
- 1.5.4-Diseño de la tubería de trabajo.
- 1.5.5-Criterios de estabilización de la sarta de perforación.

1.5.1. Recopilación de información

La información necesaria para el proceso de diseño y selección de la sarta se puede resumir en los siguientes puntos:

- Profundidad total.
- Trayectoria y ángulo máximo.
- Peso sobre barrena requerido.
- Densidad del fluido de control.
- Factores de diseño para el peso sobre barrena.
- Factor de diseño a la tensión.
- Máximo margen de jalón.
- Inventario de tubería y herramientas.
- Tabla de especificaciones de tuberías.

Algunos cálculos de diseños de sargas se basan en experiencias y condiciones de los pozos de correlación para determinar variables como: posibles arrastres, potenciales pegaduras por presión diferencial e hidráulica utilizada con buenos resultados.

1.5.2. Factores de diseño

Los factores de diseño son utilizados para disminuir las capacidades de carga de los componentes, para proveer un margen adicional de error causado por diferencias entre las suposiciones hechas en el diseño y el mundo real.

Tensión: El factor de diseño de tensión es usado para establecer la carga de tensión máxima permitida en la tubería de perforación. El factor de diseño a tensión recomendado 1.15 [5].

Margen de sobretensionamiento: La tensión en exceso deseada sobre la carga normal que sirva en caso de contingencias tales como arrastre de agujero, atrapamiento de tubería, etc.

Exceso de peso en el ensamble de fondo: Define la cantidad de peso en exceso de peso en barrena que un ensamble de fondo dado pudiera contener. Este peso en exceso provee un margen extra para mantener al punto neutral por debajo de la parte superior del ensamble de fondo. El factor de diseño recomendado es de 1.15 [5].

Torsión: La torsión aplicada esta limitada a la torsión de conexión de una junta. Una torsión de conexión estándar es de 60% de fuerza torsional de cedencia de junta y las juntas estándar son mas débiles en torsión que los tubos a los que están conectadas [8].

Presión de colapso: Las capacidades de presiones de colapso son primero disminuidas para contar para efecto de cualquier tensión y después vueltos a disminuir, dividiéndolas entre el factor de diseño de colapso. El factor de diseño es típicamente 1.1 a 1.15 [5].

Presión de ruptura: Este criterio es usado para reducir una capacidad de presión de ruptura de componentes para dar un máximo permitido de presión de ruptura que puede ser aplicado. La capacidad de ruptura es incrementada cuando la tensión es aplicada.

Pandeo: Este es el factor de seguridad del pozo de ángulo alto equivalente al factor de exceso del ensamble de fondo para pozos verticales. Ambos sirven para prevenir el pandeo de la tubería de perforación en forma rotaria. La diferencia es que el factor de diseño del ensamble de fondo incrementa la longitud del ensamble de fondo en pozos verticales, mientras que el factor de diseño por pandeo disminuye el peso permitido sobre la barrena en pozos horizontales.

1.5.3. Selección del ensamble de fondo (lastrabarrenas y tubería pesada)

El ensamble de fondo debe dar peso suficiente sobre la barrena y tener también masa suficiente para estabilizar la barrena y evitar las vibraciones, debe proveer la correcta inclinación y dirección mientras se perfora el pozo.

Los agujeros verticales deben ser perforados con aparejos de fondo grandes. La rigidez o resistencia al pandeo se incrementa a la cuarta potencia del diámetro, si el diámetro de los lastrabarrenas se duplica esta resistencia al pandeo se incrementa por el factor 16 [4]. La rigidez mantiene el diámetro del agujero y estabiliza las cargas verticales a través del cojinete en la barrena.

La masa de los lastrabarrenas suministra un efecto de giro flotante para mantener la rotación de la barrena y evitar el efecto de brincoteo y vibraciones mecánicas entre la barrena y la tubería de perforación. Las vibraciones mecánicas laterales, axiales y torsionales de la sarta de perforación son

absorbidas antes de que éstas puedan ser transferidas a la barrena y viceversa cuando se tiene lastrabarrenas más largos [9].

Los lastrabarrenas más largos permiten también incrementar la vida de la barrena manteniendo un peso constante sobre los rodamientos. Si los lastrabarrenas se pandean o tienen torsión, el peso sobre un lado de la barrena será mayor que en otro. La carga a través de los rodamientos será entonces oscilante al rotar la barrena [9] como se observa en la Figura 1.1, obtenida de [9]. Esto causa fatiga innecesaria y reduce la vida de la barrena en los rodamientos, dientes y conos de la barrena. En caso extremo esto puede causar fractura de la barrena.

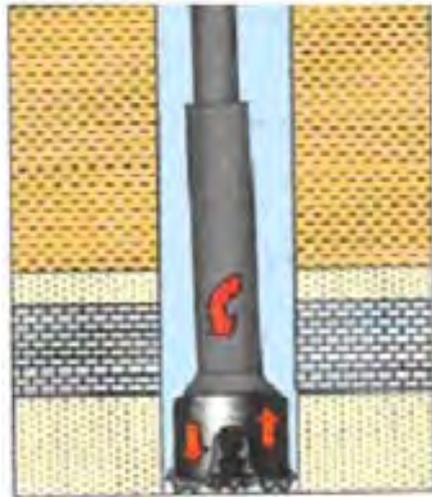


Figura 1.1. Pandeamiento de la sarta de perforación.

El diseño de la sarta de perforación se realiza de abajo hacia arriba, por lo que una vez que se cuenta con la información se inicia el proceso de diseño seleccionando los lastrabarrenas y la tubería pesada.

Existen tres tipos de configuraciones de ensambles de fondo como se observa en la Figura 1.2, obtenida de [10], los cuales permiten mantener el punto neutro (punto en la sarta de perforación donde los esfuerzos de tensión y compresión están en equilibrio) por debajo de la sección de la tubería de perforación. La selección del tipo de configuración se hace en función de la severidad de las condiciones de operación a las que estará sometida la sarta de perforación, determinada en pozos de correlación.

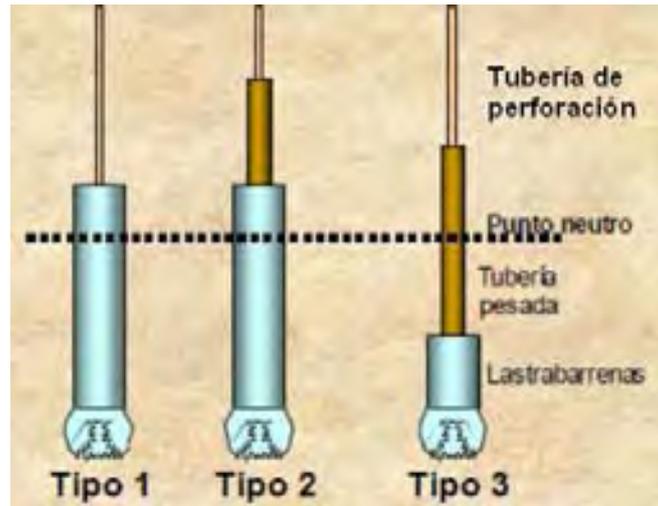


Figura 1.2. Configuraciones de ensamblaje de fondo.

Tipo 1. Es la configuración más simple y está compuesta por lastrabarrenas y tubería de perforación. El peso sobre la barrena se aplica con los lastrabarrenas y el punto neutro es localizado en los lastrabarrenas [7], ecuación 1.1 cálculo de la longitud mínima de los lastrabarrenas.

$$L_{LB} = \frac{P_{SB} DF_{BHA}}{P_{LB} F_F \cos \theta} \tag{1.1}$$

Donde:

L_{LB} = Longitud mínima de lastrabarrena [m].

P_{SB} = Peso máximo sobre barrena [Kg_f].

DF_{BHA} = Factor de diseño para el sobrepeso.

F_F = Factor de flotación.

θ = Ángulo máximo del agujero en el ensamblaje de fondo [grados].

P_{LB} = Peso en aire de los lastrabarrenas [Kg_f /m].

El factor de diseño para sobrepeso del ensamblaje de fondo es elegido para asegurar que el punto neutro se mantenga por debajo de la parte superior del ensamblaje de fondo. A este factor típicamente se le asigna un valor de 1.15 [11].

Tipo 2. Esta configuración utiliza tubería pesada por arriba de los lastrabarrenas, como transición entre lastrabarrenas y tubería de perforación. En este arreglo, el peso sobre barrena también se aplica con los lastrabarrenas y el punto neutro es localizado dentro de la longitud de los mismos [7].

$$L_{TP} = \frac{\left[\frac{P_{SB} DF_{BHA}}{F_F \cos \theta} - (P_{LB1} L_{LB1}) - (P_{LB2} L_{LB2}) \right]}{P_{TP}} \tag{1.2}$$

Donde:

L_{TP} = Longitud mínima de la tubería extra pesada [m].

P_{SB} = Peso máximo en barrena [Kg_f].

DF_{BHA} = Factor de diseño para el sobrepeso.

F_F = Factor de flotación.

θ = Ángulo máximo del agujero en el ensamble de fondo [grados].

P_{LB1} = Peso en aire de los lastrabarrenas en la primera sección [Kg_f/m]

L_{LB1} = Longitud de la primera sección de lastrabarrenas [m].

P_{LB2} = Peso en aire de los lastrabarrenas en la segunda sección [Kg_f/m].

L_{LB2} = Longitud de la segunda sección de lastrabarrenas [m].

P_{TP} = Peso en aire de la tubería pesada [Kg_f/m].

Tipo 3. Esta configuración utiliza los lastrabarrenas únicamente para lograr el control direccional, mantener la verticalidad del pozo o reducir la vibración mecánica de la sarta de perforación. El peso sobre la barrena se aplica con los lastrabarrenas y la tubería pesada, el punto neutro se localiza en la tubería pesada. Esta configuración permite manejar el aparejo de fondo en forma rápida y sencilla, reduce la posibilidad de pegadura por presión diferencial y fallas en las conexiones de los lastrabarrenas. En la perforación direccional este arreglo es el más recomendado [4].

$$L_{TP} = \frac{\left[\frac{P_{SB} DF_{BHA}}{F_F \cos \theta} - (P_{LB1} L_{LB1}) - (P_{LB2} L_{LB2}) \right]}{P_{TP}} \quad (1.3)$$

Donde

L_{TP} = Longitud mínima de la tubería pesada [m].

P_{SB} = Peso máximo en barrena [Kg_f].

DF_{BHA} = Factor de diseño para el sobrepeso.

F_F = Factor de flotación.

θ = Ángulo máximo del agujero en el ensamble de fondo [grados].

P_{LB1} = Peso en el aire de los lastrabarrenas en la primera sección [Kg_f/m].

L_{LB1} = Longitud de la primera sección de lastrabarrenas [m].

P_{LB2} = Peso en el aire de los lastrabarrenas en la segunda sección [Kg_f/m].

L_{LB2} = Longitud de la segunda sección de lastrabarrenas [m].

P_{TP} = Peso en el aire de la tubería pesada [Kg_f/m].

A medida que el ángulo del agujero se incrementa, se alcanzará un punto en donde un pesado ensamble de fondo sería más perjudicial, debido al incremento del arrastre por tensión y torsión, que beneficioso por proveer peso en barrena. Las fórmulas anteriores, cesarán entonces su aplicación, después de ese punto, es decir, para ángulos más grandes.

1.5.3.1. Punto neutro

El punto neutro como se observa en la Figura 1.3 obtenida de [4] es el punto en el cual la fuerza de tensión y compresión están en equilibrio. Este punto nos indica el lugar más débil de la sarta de perforación por lo cual se diseña la sarta de perforación de forma que este punto quede dentro de la tubería más fuerte, ya sean los lastrabarrenas o la tubería pesada. La forma de calcularlo [4] es:

$$L_{PN} = \frac{P_{SB}}{P_{LB} \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_s} \right)} \quad (1.4)$$

Donde:

$$\rho_l = \text{Densidad del lodo, } \left[\frac{g}{cm^3} \right]$$

$$\rho_s = \text{Densidad del acero, } 7.85 \left[\frac{g}{cm^3} \right]$$

$$P_{LB} = \text{Peso del lastrabarrena por metro, } \left[\frac{kg_f}{m} \right]$$

$$P_{SB} = \text{Peso sobre barrena, } [kg_f]$$

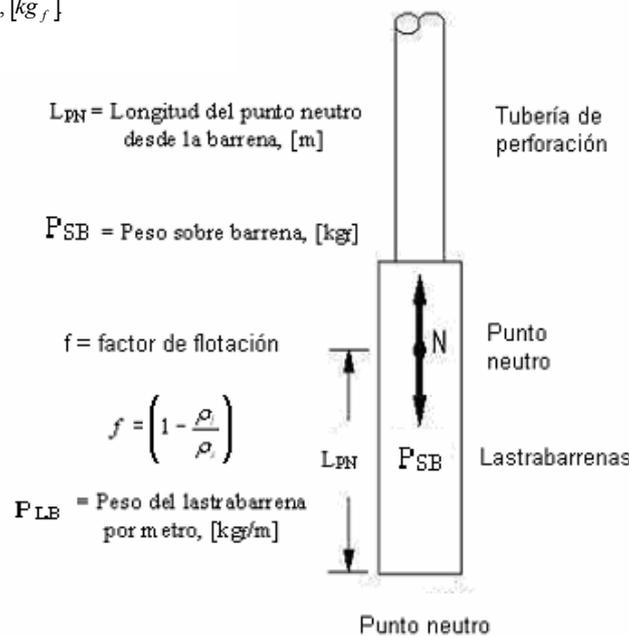


Figura 1.3. Punto Neutro.

1.5.3.2. Diámetro de los lastrabarrenas

Cuando las posibilidades de pegaduras por presión diferencial sean mínimas, se establece que el diámetro de los lastrabarrenas debe ser el máximo permisible, de acuerdo con la geometría del pozo y el diámetro de la barrena [12]. Esto permite un mejor control direccional, menor longitud del ensamble de fondo, menor probabilidad de pegaduras por presión diferencial y menor margen de movimiento lateral (menor esfuerzo de pandeo y fatiga de las

conexiones). La siguiente ecuación proporciona el diámetro mínimo de lastrabarrena d_{MLB} [pulgadas] requerido [7].

$$d_{MLB} = 2(d_{eCTR}) - d_b . \quad (1.5)$$

Donde:

d_{eCTR} = Diámetro exterior del cople de la tubería de revestimiento, [pulgadas].

d_b = Diámetro de la barrena, [pulgadas].

1.5.3.3. Cambio de diámetro adecuado entre secciones de la sarta

Para seleccionar los diámetros de la tubería pesada y de la tubería de perforación que minimicen los esfuerzos de transición por cambio de diámetro se calcula la relación de rigidez R_R (adimensional) entre la sección inferior y superior, dada por la siguiente ecuación [13]:

$$R_R = \frac{\left(\frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e^4} \right)_{\text{sección inferior}}}{\left(\frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e^4} \right)_{\text{sección superior}}} . \quad (1.6)$$

Para perforación somera o con baja probabilidad de falla [13], R_R debe ser menor de 5.5 [adimensional]. Para perforación en condiciones más severas o con mayor probabilidad de falla R_R debe mantenerse menor a 3.5 [adimensional].

1.5.4. Diseño de la tubería de perforación

Para el diseño de la tubería de perforación se revisan las condiciones más críticas a las que será sometida la tubería.

1.5.4.1. Máxima tensión permisible y la tensión de trabajo para cada sección de la tubería

Para el diseño de la tubería de perforación bajo el criterio de tensión se deben considerar los siguientes factores, como se observa en la Figura 1.4, obtenida [10]:

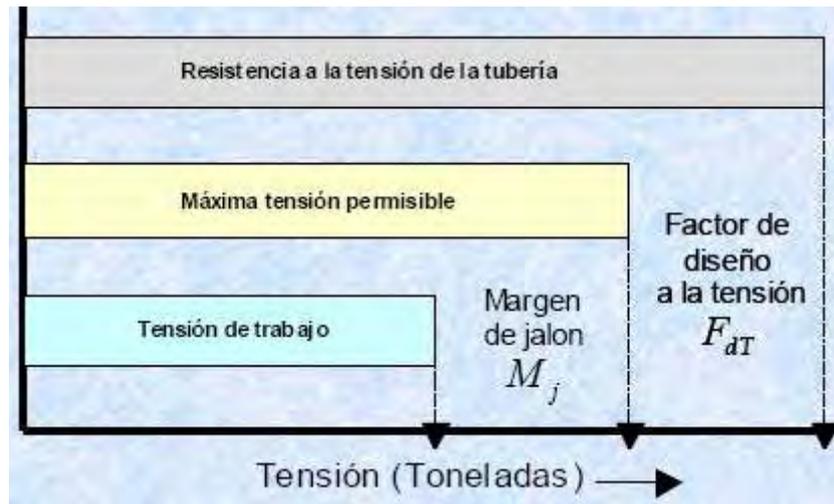


Figura 1.4. Cargas de tensión en la tubería de perforación.

- a) Resistencia a la tensión de la tubería R_T proporcionada en tablas por el fabricante.
- b) Factor de diseño a la tensión F_{dT} , el cual se establece de acuerdo con la máxima tensión permisible M_{TP} (toneladas) a la que estará expuesta la tubería [13].

$$M_{TP} = \frac{4.54 \times 10^{-4} R_T}{F_{dT}} \quad (1.7)$$

Donde R_T esta en libras como se reporta en tablas y F_{dT} es adimensional y sus valores van en un rango de 1.0 a 1.15 [13]. El valor de este factor se define considerando la severidad de las condiciones de perforación de pozos de correlación y las condiciones de la tubería en función de su clasificación y desgaste.

- c) Tensión de trabajo T_T [toneladas] a la que estará expuesta la tubería durante operaciones normales. La tensión de trabajo a la cual estará expuesta la tubería en condiciones normales es igual a la máxima tensión permisible menos el margen de jalón y se calcula de la siguiente manera:

$$T_T = M_{TP} - M_J \quad (1.8)$$

- d) Margen de jalón M_J [toneladas] o tensión máxima a la que podrá someterse la tubería, sin rebasar la máxima tensión permisible establecida por la resistencia a la tensión de la tubería y el factor de diseño. Para seleccionar el margen de jalón es necesario considerar las siguientes variables:

-Posibilidades de atrapamiento

-Posibles arrastres durante la perforación, se puede estimar de la siguiente ecuación [14]:

$$A_{Sección} = 4.17 \times 10^{-4} F_F P_{Sección} L_{Sección} |sen \theta| \quad (1.9)$$

Donde:

$A_{Sección}$ = Arrastre por sección, [toneladas].

$P_{Sección}$ = Peso en el aire del tubular de la sección, [lbs/pie].

$L_{Sección}$ = Longitud del tubular de la sección, [m].

Para estimar el arrastre total de la sarta de perforación, se calculan los arrastres de las secciones comprendidas entre la barrena y el punto de desviación (KOP), usando la ecuación anterior, y se suman los mismos.

-Efecto de cuñas, el esfuerzo de tensión E_T que se causa al aplicar las cuñas, resulta en un esfuerzo compresivo E_C alrededor del área del tubo donde trabajan las cuñas. Este esfuerzo compresivo reduce la resistencia a la tensión de la tubería.

La relación del esfuerzo de tensión sobre el esfuerzo compresivo (E_T / E_C), conocida como constante de efecto de cuñas, permite determinar la reducción en resistencia a la tensión de la tubería por efecto de cuñas. La Tabla 1.1 muestra los valores de esta constante para las tuberías más usadas en perforación [12], considerando longitudes de cuñas de 12 y 16 pulgadas.

Constante de efecto de cuñas, (E_T / E_C)		
Diámetro [Pulgadas]	Longitud de cuñas [Pulgadas]	
	12 [Pulgadas]	15 [Pulgadas]
2 3/8	1.25	1.18
2 7/8	1.31	1.22
3 1/2	1.39	1.28
4	1.45	1.32
4 1/2	1.52	1.37
5	1.59	1.42
5 1/2	1.66	1.47

Tabla 1.1. Constante de efecto de cuñas.

Por lo tanto, el margen de jalón mínimo debe ser mayor al arrastre calculado y satisfacer la siguiente ecuación:

$$M_J > M_{TP} \left[\left(\frac{E_T}{E_C} \right) - 1 \right]. \tag{1.10}$$

Con esta ecuación se garantiza que la tensión de trabajo afectada por las cuñas siempre sea menor a la máxima tensión permisible, es decir:

$$T_T \left(\frac{E_T}{E_C} \right) < M_{TP} \tag{1.11}$$

Los valores típicos del margen de jalón varían de 25 a 70 [toneladas] [12].

1.5.4.2. Máxima longitud de la secciones de la tubería de perforación

El objetivo del cálculo de las longitudes, grados y pesos de las secciones de tubería de perforación es mantener durante todo el proceso de perforación, y a lo largo de toda la sarta de perforación, la tensión menor o igual a la máxima tensión permisible en la sarta de perforación como se puede ver en la Figura 1.4, obtenida de [10].

De acuerdo con el arreglo de la sarta de perforación seleccionado, la tubería de menor resistencia se coloca inmediatamente arriba de los lastrabarrenas o de la tubería pesada. La máxima longitud de esta primera sección de tubería de perforación está limitada por la tensión de trabajo $T_{T(SEC1)}$ determinada previamente, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{TT(SEC1)} = \frac{\left(\frac{T_{T(SEC1)}}{F_F} \right) - 1.49 \times 10^{-3} (P_{LB} L_{LB} + P_{TP} L_{TP})}{1.49 \times 10^{-3} P_{TT(SEC1)}} \quad (1.12)$$

Donde:

$L_{TT(SEC1)}$ = Longitud máxima de una sección de tubería de perforación [m].

$T_{T(SEC1)}$ = Tensión de trabajo de la sección [lb_f].

F_F = Factor de flotación.

P_{LB} = Peso en el aire de los lastrabarrenas [lb_f/pie].

L_{LB} = Longitud de los lastrabarrenas [m].

P_{TP} = Peso en el aire de la tubería pesada [lb_f/pie].

L_{TP} = Longitud mínima de la tubería pesada [m].

$P_{TT(SEC1)}$ = Peso de la tubería de perforación en [lb_f/pie].

Si la longitud de la primera sección no es suficiente para la profundidad total del pozo, la longitud máxima de la segunda sección se calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{TT(SEC2)} = \frac{(T_{T(SEC2)} - T_{T(SEC1)})}{1.49 \times 10^{-3} P_{TT(SEC2)} F_F} \quad (1.13)$$

Donde:

$L_{TT(SEC2)}$ = Longitud máxima de la sección 2 de la tubería de perforación [m].

$T_{T(SEC2)}$ = Tensión de trabajo de la sección 2 [lb_f].

$T_{T(SEC1)}$ = Tensión de trabajo de la sección 1 [lb_f].

F_F = Factor de flotación.

$P_{TT(SEC2)}$ = Peso de la tubería de perforación en [lb_f/pie].

Si, adicionalmente, es necesaria una tercera sección de tubería de perforación, la longitud de ésta se calcula con la siguiente ecuación:

$$L_{TT(SEC3)} = \frac{(T_{T(SEC3)} - T_{T(SEC2)})}{1.49 \times 10^{-3} P_{TT(SEC3)} F_F} \quad (1.14)$$

Donde:

$L_{TT(SEC3)}$ = Longitud máxima de la sección 3 de la tubería de perforación [m].

$T_{T(SEC3)}$ = Tensión de trabajo de la sección 3 [lb_f].

$T_{T(SEC2)}$ = Tensión de trabajo de la sección 2 [lb_f].

F_F = Factor de flotación.

$P_{TT(SEC2)}$ = Peso de la tubería de perforación en [lb_f/pie].

1.5.4.3. Capacidad de presión interna y colapso de la tubería de perforación

Se comparan las condiciones más críticas a las que se sometería la tubería (adicionando un factor de seguridad) contra su resistencia.

La falla de la tubería de perforación, ya sea por presión interna o colapso, es una situación que difícilmente se da. Sin embargo, es necesario considerarla en el diseño de la sarta, por situaciones críticas que pudieran presentarse.

- a) Presión interna. La sarta de perforación está sujeta a una presión interna de cedencia cuando la presión interna ejercida es mayor que la presión externa. Esta diferencial de presión se puede presentar, por ejemplo, cuando se inducen presiones en la superficie para algún control de brote en el pozo o alguna operación de cementación forzada.

La condición que debe cumplirse para el diseño es:

$$R_{pl} > p_I F_{dpl} \quad (1.15)$$

Donde R_{pl} es la resistencia a la presión interna de la tubería que se va a utilizar, P_I es la máxima presión interna de trabajo esperada, y F_{dpl} es el factor de diseño a la presión interna (adimensional).

- b) Presión de colapso. Fallas por presión de colapso pueden presentarse cuando se realizan pruebas de formación durante la perforación usando la sarta de perforación o cuando se genera poca presión por el interior de la tubería, como en el caso de operaciones de perforación con aire, espuma o niebla. En este caso, la condición que debe cumplirse para el diseño por presión de colapso es:

$$R_{pC} > p_C F_{dpc} \quad (1.16)$$

Donde R_{pC} es la resistencia a la presión de colapso de la tubería que se va a utilizar, P_C es la máxima presión de colapso de trabajo esperada, y F_{dpC} es el factor de diseño a la presión de colapso (adimensional).

Los valores de resistencia al colapso y a la presión interna de las tuberías de perforación se encuentran en tablas API [11], así como en catálogos de fabricantes. Los factores de diseño a la presión interna F_{dpi} y colapso F_{dpC} oscilan entre 1.1 y 1.5. Sin embargo, 1.3 es el valor más utilizado para ambos.

1.5.4.4. Selección del tipo de junta y características del ensamble de fondo

Las juntas son conectores roscados que sirven para unir tubos individuales de perforación o lastrabarrenas. Los más comunes son:

Diámetro mayor externo.-Este tipo de junta tiene un diámetro externo mayor que el cuerpo del tubo y un diámetro interno menor, por lo general este tipo de junta tiene mayor resistencia que el cuerpo de la tubería.

Diámetro interior.-Tiene un diámetro interno aproximadamente igual al del tubo y un diámetro externo mayor al del tubo ya que en este diámetro es donde está el refuerzo de la junta.

Diámetro interno menor.-En este tipo de junta el diámetro interno es menor que el del tubo y un diámetro externo casi igual al exterior de la tubería.

Es importante notar que estas juntas están diseñadas para trabajar en tensión y últimamente ha llegado a ser una práctica común el poner una banda de mayor dureza a la caja de la junta con el objeto de reducir el desgaste cuando se perforan formaciones de rocas abrasivas [7]. La banda dura esta constituida por partículas de carburo de tungsteno soldadas a una matriz de metal, para el uso de esta banda en las juntas de la tubería se debe tomar en cuenta el desgaste que sufre la tubería de revestimiento.

La mayor parte de las fallas en la sarta de perforación ocurren en las juntas (caja o piñón), en estas dos áreas es donde se concentra el mayor esfuerzo, cuando la junta esta bien apretada el punto débil se localiza en el fondo de la caja, cuando falta apriete la falla ocurre en la base del piñón.

La mejor conexión es aquella en la que el piñón y la caja quedan equilibradas (esfuerzo de doblamiento) es decir mantienen una relación de esfuerzos de pandeo adecuada, se ha demostrado que al doblarse el piñón y la caja ambos serán igualmente resistentes si el modulo de sección de la caja en la zona crítica es 2.5 veces más grande que el modulo de la sección del piñón, en otras palabras cuando la relación de pandeo es de 2.5:1 [8].

1.5.5. Criterios de estabilización de la sarta de perforación

Los ensambles de fondo de las sarta de perforación originan fuerzas en la barrena que varían de acuerdo con las condiciones de operación (peso sobre barrena) y a las características de la formación, como se observa en la figura 1.5 (a) que ilustra el comportamiento de la sarta de perforación sin peso en la barrena y (b) en el cual se tiene peso en la barrena, obtenida de [10]. Durante la perforación estas fuerzas gobiernan el ángulo de inclinación del pozo. Para mantener bajo control estas fuerzas generadas en la barrena, y consecuentemente la inclinación del pozo, se utilizan las fuerzas laterales ejercidas por los estabilizadores al hacer contacto con las paredes del agujero o tubería de revestimiento.

Por lo tanto, la manipulación de la posición y el número de estabilizadores (puntos de tangencia o contacto) es fundamental para un buen control del ángulo del pozo.

Los algoritmos que permiten calcular las longitudes de la barrena al punto de tangencia y las fuerzas laterales que se originan en la barrena, son complejos. Sin embargo, los principios que gobiernan el comportamiento de un ensamble de fondo liso (sin estabilizadores) proporcionan las bases para determinar la posición y número de estabilizadores.

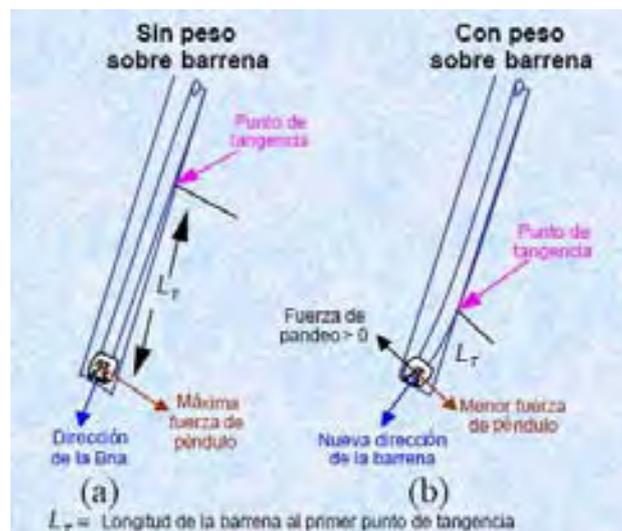


Figura 1.5. Fuerzas laterales en la barrena y componentes del ensamble de fondo.

1.5.5.1. Principios de estabilización de ensambles de fondo

Como se ilustra en la figura 1.6, obtenida de [10], cuando se aplica peso sobre la barrena P_{SB} , se originan dos fuerzas en la misma barrena: una fuerza negativa o de péndulo, causada por la gravedad, y una fuerza positiva o de pandeo, causada por el peso sobre la barrena, y la consecuente deflexión de los lastrabarrenas. La resultante de estas fuerzas laterales depende de la longitud del punto de tangencia L_T (distancia de la barrena al primer punto

donde el ensamble de fondo hace contacto con las paredes del agujero o la tubería de revestimiento).

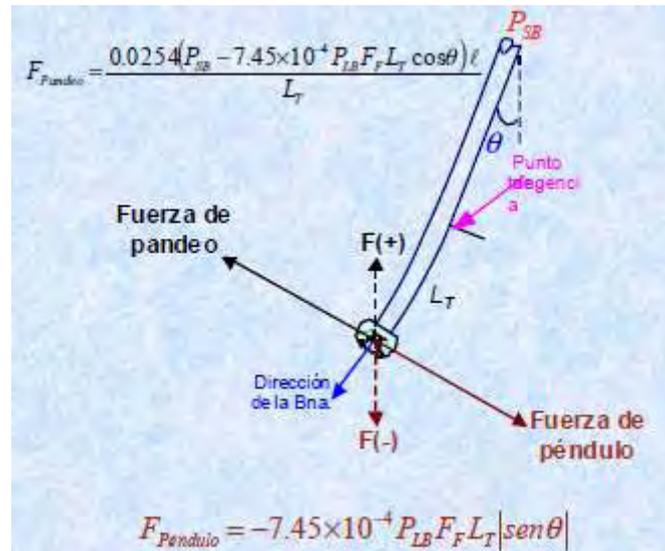


Figura 1.6. Fuerzas de pandeo y péndulo.

La tendencia de la barrena a incrementar el ángulo del pozo depende de la fuerza de pandeo, mientras que la tendencia a reducir el ángulo depende de la fuerza de péndulo. Por otro lado, la tendencia a mantener el ángulo ocurre cuando ambas fuerzas se neutralizan. Finalmente, si se tiene un buen control de la longitud del punto de tangencia con la posición adecuada de los estabilizadores en el ensamble de fondo, se tendrá también un buen control del ángulo del pozo.

La fuerza resultante en la barrena F_B (toneladas), causada por las fuerzas de pandeo y péndulo, cuando se aplica peso sobre barrena, se puede determinar con la siguiente ecuación [15]:

$$F_B = -\left(7.45 \times 10^{-4} P_{LB} F_F L_T |\sin \theta|\right) + \frac{0.0254(P_{SB} - 7.45 \times 10^{-4} P_{LB} F_F L_T \cos \theta) \ell}{L_T}. \quad (1.17)$$

Donde:

$T_{T(SEC1)}$ = Tensión de trabajo de la sección [lb_f].

F_F = Factor de flotación.

P_{LB} = Peso en aire de los lastrabarrenas [lb_f/pie].

P_{SB} = Peso requerido por la barrena en toneladas [ton].

θ = Ángulo del pozo con respecto a la vertical [grados].

Donde L_T [m] es la longitud de la barrena al primer punto de tangencia como se observa en la figura 1.6, obtenida de [10], y ℓ [pulgadas] es el claro entre el agujero y el diámetro exterior del lastrabarrena, calculado como sigue:

$$\ell = 0.5(d_b - d_{eLB}). \quad (1.18)$$

Si la fuerza resultante es positiva, el ángulo se incrementa; si es negativa, el ángulo se reduce; y si es cero, el ángulo se mantiene. Como se ilustra en la Figura 1.7, obtenida de [10], una vez determinada la fuerza resultante y la longitud del punto de tangencia, la colocación de un estabilizador a este nivel cambiará la posición de un subsecuente punto de tangencia hacia una posición superior, así como las respectivas fuerzas laterales que actúan en la barrena. Bajo este principio, puede obtenerse el número y posición de estabilizadores para incrementar, reducir o mantener el ángulo del pozo.

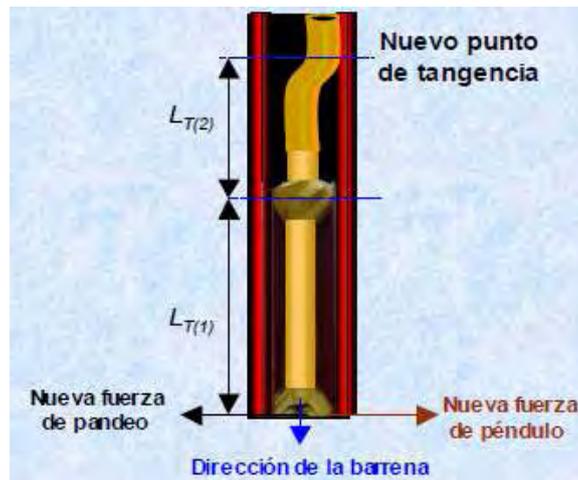


Figura 1.7. Cambio de punto de tangencia y fuerzas laterales que actúan en la barrena.

1.5.5.2. Estabilización de la sarta de perforación

El resultado de modelos complejos que consideran fuerzas de inclinación y direccional en la barrena, curvatura del agujero, diferentes diámetros de agujero y componentes del ensamble de fondo, rotación de la sarta y puntos de tangencia entre barrena y estabilizador y entre estabilizadores, a continuación se presentan reglas para determinar el número y posición de los estabilizadores [4].

a) Ensamblajes de fondo para incrementar el ángulo de inclinación.

Como se observa en la Figura 1.8, obtenida de [10], muestra los arreglos de ensamble de fondo comúnmente usados para incrementar el ángulo de inclinación.

Un ensamble de fondo típico para incrementar el ángulo del pozo cuenta con un portabarrena estabilizador o un estabilizador a 1 ó 1.5 [m] de la barrena. Este estabilizador permite que la flexión o pandeo que sufren los lastrabarrenas colocados arriba de este primer estabilizador, originado por el peso sobre barrena, se convierta en una fuerza lateral de pandeo, la cual tiende a incrementar el ángulo.

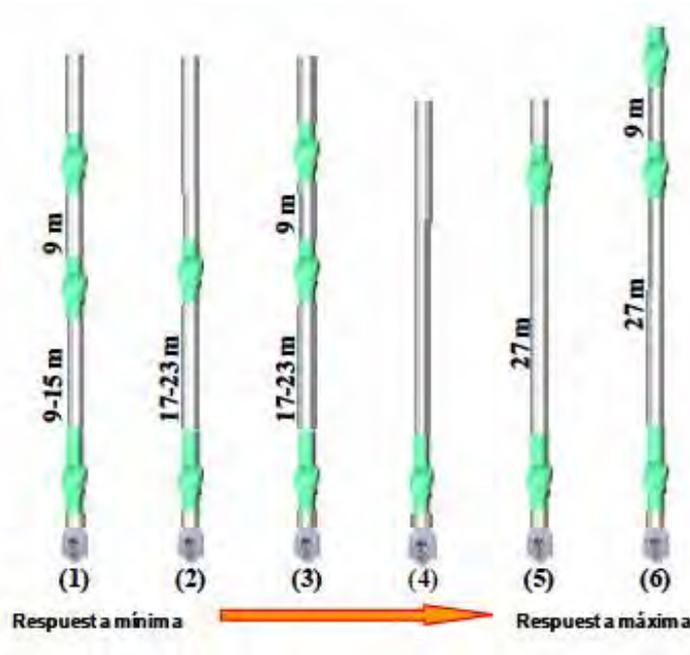


Figura 1.8. Ensamblajes de fondo para incrementar el ángulo de inclinación.

La mejor respuesta para incrementar el ángulo del pozo se obtiene con los arreglos 5 y 6. Esto ocurre porque la separación entre los dos primeros estabilizadores (27 [m]) permite la flexión de los lastrabarrenas incrementando la fuerza lateral de pandeo. Los tres últimos arreglos de ensamble de fondo (4, 5, y 6) permiten incrementos de ángulo entre 2 y 5°/30 [m].

Los arreglos 2 y 3 permiten incrementos de ángulo medianos (1 y 3°/30 m). Por otro lado, el arreglo 1 es utilizado para generar moderados incrementos de ángulo, de tal manera que, en ocasiones, éste se puede utilizar para mantener el ángulo del pozo.

En los arreglos de ensambles de fondo utilizados para incrementar el ángulo de inclinación, figura 1.8, el aumento del peso sobre la barrena dependiendo del diámetro de los lastrabarrenas aumenta el ritmo de incremento de ángulo. A menor diámetro de lastrabarrena, relativo al diámetro del agujero, mayor será este ritmo de incremento, debido a que hay más espacio para la flexión o pandeo del lastrabarrena, efecto que causa el incremento de la fuerza lateral de pandeo como se observa en la figura 1.5.

b) Ensamblajes de fondo para reducir el ángulo de inclinación.

La figura 1.9, obtenida [10], muestra los ensambles de fondo comúnmente usados para reducir el ángulo de inclinación. A este tipo de arreglos se les conoce como arreglos tipo péndulo, debido a que la fuerza lateral, de péndulo, ejercida por la gravedad, es superior a la fuerza de pandeo. Este efecto de péndulo se logra eliminando el estabilizador colocado arriba de la barrena e instalando el primer estabilizador antes del primer punto de tangencia para evitar con esto los efectos de flexión en los lastrabarrenas que generan las fuerzas laterales de pandeo.

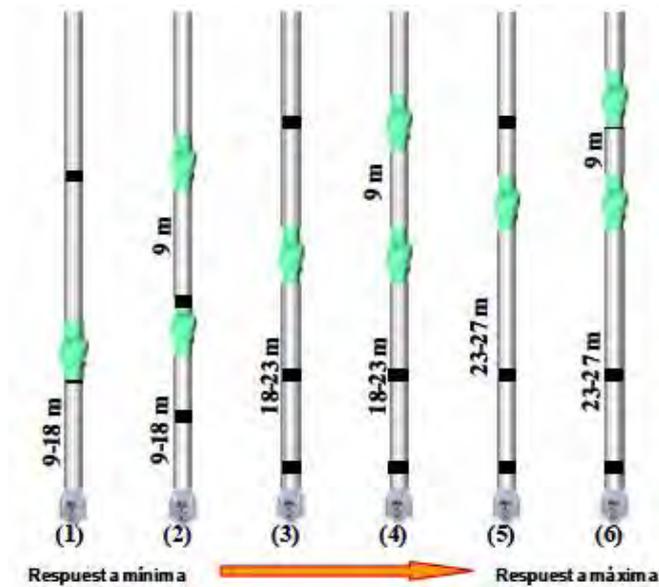


Figura 1.9. Ensamblas de fondo para reducir la inclinación.

En los arreglos de ensambles de fondo utilizados para reducir el ángulo de inclinación, cuando la inclinación es alta, el número de puntos de contacto entre la barrena y el primer estabilizador se incrementa causando una reducción en la fuerza de péndulo y, por lo tanto, una menor respuesta a reducir el ángulo del pozo.

c) Ensamblas de fondo para mantener el ángulo de inclinación.

Estos ensambles de fondo son conocidos como sartas empacadas. La figura 1.10, obtenida de [10], muestra las sartas empacadas comúnmente empleadas para mantener el ángulo de inclinación. Como se puede observar, en estos arreglos los estabilizadores se colocan de tal manera que las fuerzas laterales de pandeo y péndulo se neutralicen. Este efecto generalmente se logra colocando dos estabilizadores cerca de la barrena. El primero inmediatamente arriba de la barrena y el segundo a una longitud menor o igual a 6 [m] [10].

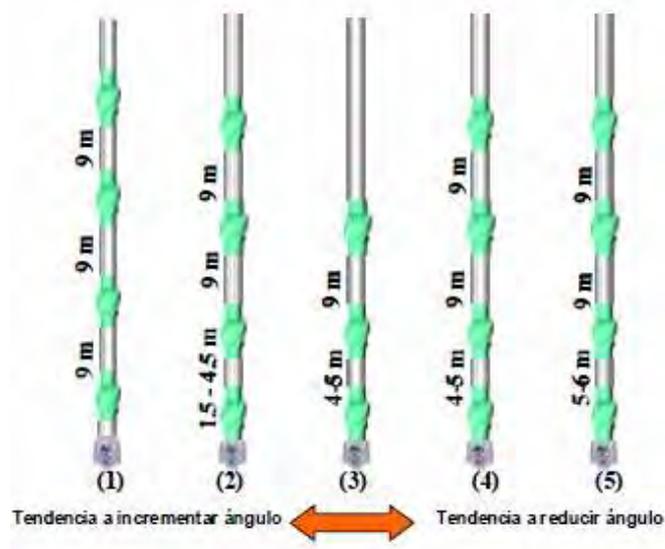


Figura 1.10. Ensamblajes de fondo para mantener ángulo de inclinación. Los ensamblajes de fondo empacados, en realidad tienen la función de incrementar o reducir paulatinamente el ángulo de inclinación del pozo, evitando un cambio repentino de ángulo. Una característica de estos ensamblajes de fondo es que la variación de las fuerzas laterales de pandeo y péndulo con cambios de peso sobre barrena deben ser nulas.

Los arreglos 1 y 2, en la figura 1.10, obtenida de [10], tienen la característica de mantener el ángulo de incremento. Por otro lado, los arreglos 4 y 5 tienen la tendencia a mantener la reducción del ángulo del pozo. El arreglo número 3, para ángulos de inclinación menores a 10° , mantiene el incremento de ángulo, mientras que a inclinaciones mayores de 10° mantiene la reducción de ángulo.

1.5.5.3. Amortiguador de vibraciones

El amortiguador está diseñado para absorber las vibraciones mecánicas y cargas que resultan de perforar formaciones duras e intercaladas. Al perforar estas formaciones la sarta se encuentra expuesta a vibraciones mecánicas fuertes, inducidas por la barrena. Cuando el pozo es somero éstas se transmiten a la superficie, pero en pozos profundos las vibraciones mecánicas raramente llegan a la superficie, sin embargo sus efectos persisten y son perjudiciales para la barrena, los lastrabarrenas y la sarta de perforación.

El amortiguador de vibraciones mecánicas se usa para absorber las altas cargas dinámicas con la finalidad de evitar roturas de tubería debido a fatigas prematuras en las conexiones. Un beneficio adicional que se obtiene al utilizar el amortiguador de vibraciones mecánicas es el incremento en los ritmos de penetración y el aumento del tiempo de rotación de la barrena, debido a que el peso y la velocidad de rotación se transmiten en todo momento a la barrena, el aumento en la vida de la barrena se alcanzan debido a que las cargas sobre los dientes se reducen con lo que fallas en cojinetes y la fractura de dientes disminuye [6].

Existen básicamente dos tipos de amortiguador de vibraciones mecánicas uno de resorte y otro empacado con elemento de caucho, en el primero el elemento amortiguador lo constituye precisamente el resorte helicoidal tipo fuelle de acero especial encerrado en un cilindro exterior, en el cual el extremo superior del resorte va fijo al cilindro exterior, y el extremo inferior va conectado con un mandril, todas las cargas axiales y torsionales se transmiten a la sarta a través del resorte. El extremo inferior del resorte se apoya en bujes intercambiables de tipo fricción, el resorte macizo sella entre el resorte de la herramienta y el espacio anular del pozo [16].

El amortiguador de vibraciones mecánicas de resorte de caucho contiene un elemento que transmite peso y torsión a la barrena. Los beneficios que se obtienen al usar un amortiguador es que además de mejorar el desempeño de la barrena con los tiempos de rotación y ritmos de penetración produce menos daños en los lastrabarrenas y sarta de perforación a causa del reducido rebote de la sarta, menos acción de enrosque hay cuando la barrena se trabaja

porque el elemento de caucho reduce la carga de torsión, menos daño en el equipo de perforación, en los cables de acero, en la polea, en la unión giratoria y demás equipo de superficie.

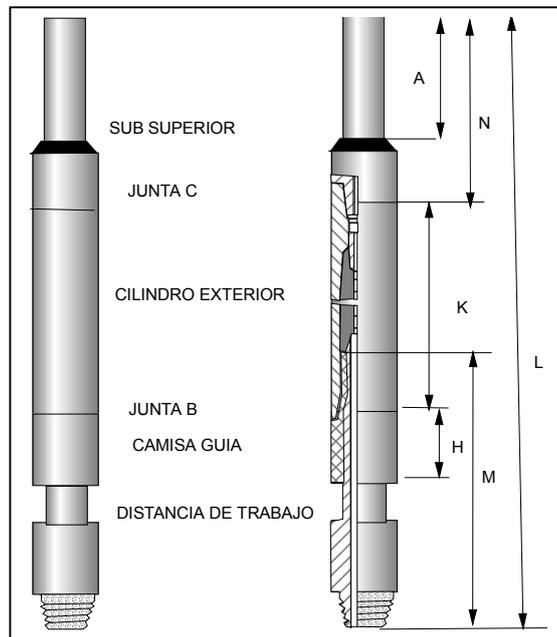


Figura 1.11. Amortiguador de vibraciones tipo resorte.

Para perforación normal, se recomienda situar el amortiguador que se observa en la figura 1.11, obtenida de [16], entre la barrena y el lastrabarrena, en caso de usar una sarta empacada para controlar el ángulo del pozo se debe situar el amortiguador de vibraciones mecánicas arriba del segundo punto de estabilización, esto permite aplicar sobre la barrena cualquier combinación de peso sobre barrena, velocidad de rotación y presión de bombeo. Las limitaciones que presenta este tipo de amortiguador de vibraciones son; la temperatura debe ser menor a 225° F y la resistencia del caucho se puede reducir al estar en presencia de un alto porcentaje de aceite en el fluido de control [13].

1.6. Fatiga

La fatiga es el daño estructural permanente progresivo localizado, que ocurre cuando un material está sujeto a ciclos repetidos de esfuerzo. El daño por fatiga se acumula en los puntos de alto esfuerzo y finalmente se forma una ruptura por fatiga, esto puede crecer bajo cargas cíclicas continuas hasta que la falla ocurra.

Para un material la severidad del ataque de fatiga es mayor a un esfuerzo cíclico de mayor amplitud y a un esfuerzo de tensión mayor al promedio. La falla ocurrirá en puntos de esfuerzo alto de cualquier componente y por lo tanto las fallas, casi siempre estarán cerca de algún concentrador de esfuerzos tales como muescas, cambios de sección o roscas.

1.6.1. Fuentes de fatiga-inducción de esfuerzos cíclicos

En pozos profundos muchas fallas de la tubería de perforación son resultado directo de la fatiga. Ésta es una consecuencia de la rotación de la tubería recostada dentro del lado de un agujero descubierto de mayor diámetro (ojo de llave). La cantidad de daño por fatiga depende de los siguientes factores [8]:

1. La carga de tensión de la tubería de perforación a la altura del ojo de llave.
2. La severidad del ojo de llave.
3. El numero de revoluciones por minuto de la tubería.
4. Las dimensiones y propiedades mecánicas de la tubería (diámetro, peso y grado).
5. Vibración mecánica.
6. La rotación la sarta mientras parte de ella está flexionada o pandeada.

Debido a que la tensión en la tubería es el factor más importante para el cálculo de la fatiga de la tubería dentro de ojos de llave, ésta es más crítica a profundidades someras.

El agrietamiento por fatiga observado en el área pulida de la tubería, que son normales al eje longitudinal de la tubería, es llamado en campo como lavado de tubería.

1.6.2. Atenuación-Amortiguamiento

Un diseño que sirva para prevenir fallas por tensión o torsión (operando en una región sin exceder el límite de la cedencia) no es práctico para evitar fallas por fatiga. Es mejor evitar la fatiga eliminando las condiciones en las cuales prospera, esto nunca eliminará por completo la fatiga pero la disminuirá. El resultado será que la sarta de perforación durará más y disminuirán los costos causados por estos problemas (tensión y torsión).

Algunas acciones que disminuyen la fatiga y la aparición de esfuerzos cíclicos dañinos en la sarta de perforación son:

- Configurar el ensamble de fondo y limitar el peso sobre la barrena para evitar el pandeo en la tubería de perforación.
- Diseñar las secciones de la sarta de perforación con transiciones geométricas suaves, los cambios drásticos de sección magnifican el esfuerzo y aceleran la fatiga incrementando las vibraciones mecánicas.
- Reducir el grado de flexión de la tubería (patas de perro) y el grado de flexión y pandeo del ensamble de fondo al nivel más bajo.
- Monitorear y reducir las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación.
- Disminuir la corrosividad del sistema del fluido de control para controlar el crecimiento de grietas causadas por fatiga.

1.6.3. Velocidades de rotación crítica o resonancia

A ciertas velocidades de rotación, definidas como críticas, la tubería de perforación experimenta vibraciones mecánicas que pueden causar desgaste y deformaciones al cuerpo de la tubería y propiciar una falla debido a fatiga del metal.

Las velocidades de rotación críticas dependen de la longitud y tamaño de la tubería de perforación, lastrabarrenas y tamaño del agujero. Un indicador de advertencia de que la sarta de perforación podría estar trabajando dentro del rango crítico de velocidad es una alta tensión y la eventual vibración en la mesa rotaria [17].

Para extender la vida del equipo de perforación, la velocidad de rotación debe ser monitoreada para así evitar velocidades rotarias críticas durante la perforación. Algunos elementos de medición de vibración de fondo como MWD o con técnicas de medición superficial de vibración de la sarta de perforación, pueden ser utilizadas amortiguadores para disminuir las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación.

1.7. Etapa de análisis de 17 ½ [pulgadas]

Se realizará el análisis de vibraciones mecánicas del capítulo VI en la etapa de 17 ½ [pulgadas], debido a que se reportan las magnitudes más altas de vibraciones mecánicas en esta etapa. A continuación se esquematiza en la figura 1.12 el diseño de una sarta de perforación de tipo pendular para la etapa de 17 ½ [pulgadas]:

Descripción:

12x De tubería pesada de perforación de 5"
 Combinación de 6 5/8" reg (P) x 4 1/2" IF (b)
 3x Lastrabarrena de 8"
 Martillo hidromecánico de 8"
 3x Lastrabarrena de 8"
 Combinación 7 5/8" reg (P) x 6 5/8" reg (b)
 Estabilizador aleta integral de 9 1/2" x 17 1/4"
 MWD 9 1/2"
 Lastrabarrena monel de 9 1/2"
 Estabilizador aleta integral de 9 1/2" x 17 3/8"
 2x Lastrabarrenas de 9 1/2"
 Porta barrena liso
 Barrena de PDC de 17 1/2"



Figura 1.12. Sarta de perforación de 17 ½ [pulgadas].

CAPÍTULO II

Teoría de las vibraciones mecánicas

2.1. Introducción

La vibración mecánica es causada por la transferencia de energía almacenada dentro de las estructuras, resultado de la acción de una o más fuerzas. Los sistemas sometidos a una vibración mecánica presentan dos atributos: la inercia y la inflexibilidad para alcanzar una posición de equilibrio. En un modelo simplificado, la fuerza que tiende a restaurar el equilibrio del sistema es proporcional al desplazamiento y ocurre por lo tanto un movimiento armónico simple [18]. Este tipo de movimiento puede ocurrir en sistemas mecánicos, hidráulicos, acústicos, ópticos o eléctricos.

Las vibraciones mecánicas de gran magnitud en sistemas mecánicos y estructurales son frecuentemente indeseables. En el peor de los casos pueden provocar fallas mecánicas a través de la fatiga de los materiales. Sin embargo, aunque el sistema no llegue a fallar totalmente, pueden ocurrir daños severos que deterioren o desgasten los componentes. Además un sistema en condiciones de vibración mecánica puede transmitir niveles altos de ruido al medio ambiente o causar vibraciones mecánicas excesivas en las estructuras o máquinas vecinas. Por lo tanto es importante monitorear el funcionamiento de máquinas y estructuras sometidas a vibraciones para asegurarse que funcionen a niveles de vibración aceptables.

Se ha observado que los problemas de vibraciones mecánicas asociados con estructuras y maquinaria son complejos. Los problemas comprenden requerimientos de reducción de costos e incremento de eficiencia. Consecuentemente se han requerido grandes estudios sobre las causas de vibración mecánica, y de la respuesta dinámica de maquinaria y estructuras a las fuerzas vibratorias.

2.2. Movimiento vibratorio

La vibración mecánica constituye el movimiento de un sistema elástico con respecto a una posición de equilibrio estático o dinámico que se repite durante un determinado tiempo denominado periodo [1].

La vibración mecánica se puede definir como variación temporal del valor de la magnitud característica del movimiento o de la posición de un sistema mecánico, cuando la magnitud es alternadamente mayor o menor de cierto valor promedio o de referencia.

Si el movimiento se repite exactamente después de transcurrido cierto tiempo, se trata de una vibración mecánica periódica, donde el lapso transcurrido entre repeticiones se conoce como periodo (T , medido en segundos) y a la secuencia ocurrida durante el periodo se le denomina ciclo.

El inverso del periodo es la frecuencia de la vibración (f , medida en ciclos por segundo [c/s] o en [1/s]), la que indica que tantas veces se repite el ciclo en la unidad de tiempo.

2.2.1. Movimiento armónico simple

Se refiere a una vibración mecánica tal que el desplazamiento, x , del objeto pueda representarse por la función [19]:

$$x = x_0 \text{sen}(2\pi ft), \quad (2.1)$$

donde:

x_0 = Representa el desplazamiento máximo o amplitud del desplazamiento de la vibración mecánica.

x = Desplazamiento.

f = Frecuencia de la vibración mecánica.

t = Tiempo transcurrido.

Lo anterior se ilustra en la figura 2.1 obtenida de [20], donde se aprecia que este tipo de movimiento se representa por una senoide.

Como se aprecia en la figura 2.1 obtenida de [20], el movimiento se repite cuando transcurre un periodo T ; es decir, partiendo de $t = 0$, hasta $t = T$:

$$x = x_0 \text{sen}(2\pi ft), \quad (2.2)$$

y $f = \frac{1}{T}$

entonces:

$$x = x_0 \text{sen}(2\pi ft) = x_0 \text{sen}(0). \quad (2.3)$$

Como la función senoidal requiere de un argumento expresado en radianes, por lo cual se puede expresar en frecuencia circular, de la manera siguiente:

$$\omega = 2\pi f \left[\frac{rad}{s} \right]. \quad (2.4)$$

donde f se expresa en [1/s], la ecuación queda entonces:

$$x = x_0 \text{sen}(\omega t). \quad (2.5)$$

La figura 2.1, obtenida de [20], representa el movimiento vertical de un punto. La senoide se genera por que se desplaza en forma proporcional al tiempo transcurrido, t ; de no ser así, el punto generaría una vertical, repasada tantas veces como se repitiera el ciclo.

Si se analizan dos señales de diferente frecuencia sus ciclos se repetirán en mayor o menor número de veces por unidad de longitud horizontal, dependiendo de su mayor o menor frecuencia.

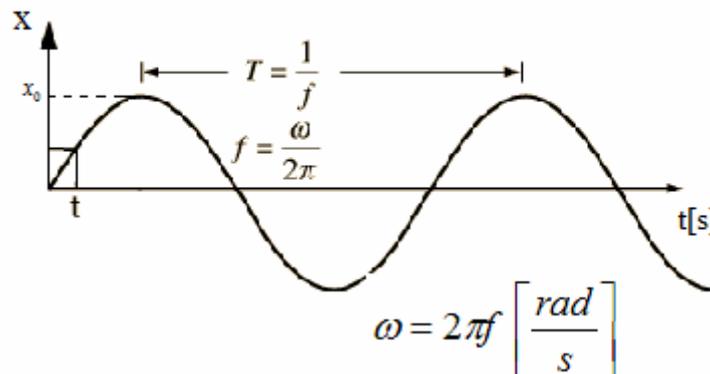


Figura 2.1. Representación del movimiento oscilatorio de un punto.

2.2.1.1. Ángulo de fase

Dos vibraciones mecánicas en la misma frecuencia, f o ω , pueden ser no simultáneas; es decir, mientras la vibración mecánica x_1 comienza en t_1 , la vibración mecánica x_2 empezara en t_2 , se dice que entonces que las vibraciones mecánicas estarán fuera de fase o desfasadas un lapso de $t_1 - t_2$ [21].

Ángulo de fase (ϕ).

Se toman la vibración mecánica x_1 , como referencia:

$$x_1 = x_1 \text{sen}(\omega t). \quad (2.6)$$

La vibración mecánica dos se expresará como

$$x_2 = x_2 \text{sen}(\omega t - \phi). \quad (2.7)$$

Donde ϕ :

$$\phi = \omega(t_2 - t_1) \text{ [rad]}. \quad (2.8)$$

Se dice entonces que la vibración mecánica x_1 , esta adelantada ϕ [rad] con respecto a x_2 , o que x_2 esta retrasada ϕ [rad] con respecto a x_1 .

El ángulo de fase también puede expresarse multiplicando su valor n radianes por $\left(\frac{360}{2\pi}\right)$.

Una función que por definición está adelantada 90° con respecto a una senoide es una cosenoide, además que un adelanto de o retraso de 180° equivale a invertir el signo de una función senoidal o cosenoidal. Lo anterior resulta en que la derivada del seno es el coseno y que la derivada del coseno es el valor negativo del seno, además [1]:

$$\frac{dx}{dt} = x' = v \text{ (velocidad de la vibración mecánica)}. \quad (2.9)$$

$$\frac{dv}{dt} = x'' = a \text{ (aceleración de la vibración mecánica)}. \quad (2.10)$$

Aplicando las derivadas a la ecuación del desplazamiento:

$$x = x_0 \text{sen}(\omega t) \quad \text{Desplazamiento} . \quad (2.11)$$

$$x' = x_0 \omega \cos(\omega t) \quad \text{Velocidad} . \quad (2.12)$$

$$x'' = -x_0 \omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad \text{Aceleración} . \quad (2.13)$$

Estas funciones muestran que la aceleración de una vibración mecánica está adelantada 180° con respecto a su desplazamiento y 90° con respecto a su velocidad.

Dos vibraciones mecánicas con diferente frecuencia tienen un desfaseamiento relativo que varía constantemente, se habla de única fase cuando dos vibraciones mecánicas o señales tienen la misma frecuencia.

Las fuerzas son la causa de la vibración mecánica, la respuesta a estas fuerzas son movimientos. El movimiento puede ser descrito como desplazamiento, velocidad o aceleración. El desplazamiento es como normalmente se percibe el movimiento, sin embargo la velocidad y la aceleración son cantidades descriptivas válidas para movimientos mecánicos.

2.2.1.2. Resonancia

Es la condición que existe cuando la frecuencia de una fuerza de excitación coincide con la frecuencia natural de un sistema mecánico como se observa en la figura 2.2. La importancia de tener o conocer el valor de esta frecuencia de resonancia radica en que se requiere de una energía de entrada pequeña con un valor de frecuencia de ocurrencia cercana al de resonancia para alcanzar grandes niveles de vibración mecánica.

Los efectos vibratorios son muy perjudiciales en los estados denominados de resonancia o en sus proximidades, ya que producen esfuerzos que ocasionan fatiga en los materiales de forma prematura.

Cuando la excitación es oscilatoria, el sistema es obligado a vibrar a la frecuencia de excitación. Si ésta coincide con una de las frecuencias naturales del sistema se produce una situación de resonancia y ocurren oscilaciones peligrosamente grandes [20].

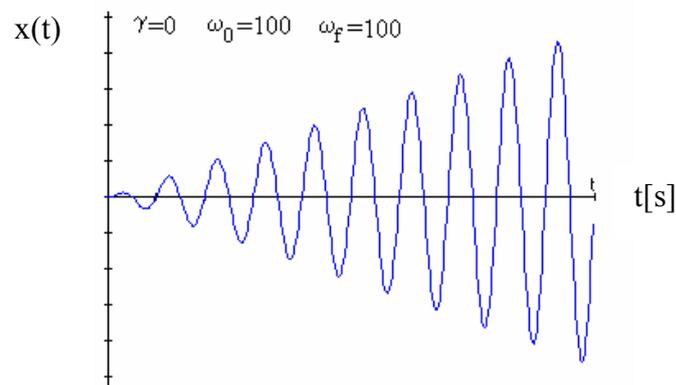


Figura 2.2. Resonancia.

Donde:

ω_0 = Frecuencia natural.

ω_f = Frecuencia de excitación.

γ = Factor de amortiguamiento.

2.2.1.3. Frecuencia

La frecuencia es el número de ciclos completos de movimiento, que se efectúan en un segundo.

Existen cinco tipos de frecuencias [21]; y éstas son:

- Frecuencia natural (f_n) es la forma natural de vibrar de un sistema o de un cuerpo (vibración libre sin fricción [c/s] o [Hz]). Los elementos que describen esta frecuencia natural son: la masa, la rigidez y el amortiguamiento, de tal forma que la combinación de estos tres

elementos tiene una frecuencia única natural [22]. Para el caso del sistema libre sin amortiguamiento, la frecuencia natural depende de la masa y de la rigidez, por lo tanto, la frecuencia natural f_n queda como:

$$f_n = \frac{1}{T} = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{\sqrt{\frac{k}{m}}}{2\pi}. \quad (2.14)$$

b) Frecuencia natural angular.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \left[\frac{rad}{s} \right]. \quad (2.15)$$

- c) Frecuencia natural amortiguada (ω_d), que es la frecuencia de un sistema que tiene vibración libre sin fricción [rad/s].
- d) La frecuencia de excitación (ω) es la frecuencia a la que se somete el sistema cuando se saca de su posición de equilibrio.
- e) Frecuencia de velocidad crítica, es la frecuencia a la que se somete un eje rotativo y que coincide con su frecuencia de resonancia.

2.2.2. Vibración libre

Cuando una fuerza externa actúa sobre un material causando un esfuerzo o tensión en el interior del material que provoca deformación del mismo, posteriormente recuperando su tamaño y forma original después de ser comprimido o estirado por una fuerza externa [20]. Esta deformación es directamente proporcional al esfuerzo.

$$\text{Ley de Robert Hooke, } F = -ks. \quad (2.16)$$

No obstante, si la fuerza externa supera un determinado valor, el material puede quedar deformado permanentemente y la ley de Robert Hooke ya no es válida. El máximo esfuerzo que un material puede soportar antes de quedar permanentemente deformado se denomina límite de elasticidad.

La representación más simple de un sistema vibratorio se le conoce como sistema masa resorte como el observado en la figura 2.3. Este consiste en una masa, m , suspendida de un punto fijo por medio de un resorte de rigidez, k , (la fuerza necesaria para extenderlo una longitud unitaria).

La frecuencia de la vibración libre resultante se encuentra mediante un balance de las fuerzas que actúan sobre la masa m , y con la segunda ley de Newton.

Las fuerzas que actúan en el sistema masa resorte son:

-Una fuerza de restitución, f_r , opuesta a la posición del alargamiento y proporcional a su magnitud. Ley de Robert Hooke.

$$f_r = kd . \quad (2.17)$$

k : const. de proporcionalidad.

d : magnitud de desplazamiento.

-El peso del cuerpo

$$w = mg . \quad (2.18)$$

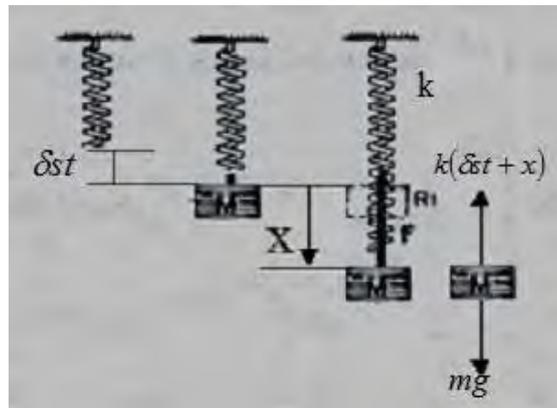


Figura 2.3. Sistema masa-resorte.

Cuando el peso está en reposo, la posición es de equilibrio.

$$\begin{aligned} \sum F_T &= \sum F_x + \sum F_y + \sum F_z = 0 \\ \sum F_y &= \sum F_z = 0 \\ \sum F_T &= \sum F_x = mg - ks = 0 \quad . \quad (2.19) \\ mg - ks &= 0 \\ mg &= ks \end{aligned}$$

Ahora aplicando la segunda ley de Newton, al obtener un desplazamiento.

$$\begin{aligned} F &= ma \\ m \frac{d^2x}{dt^2} &= mg - k(s + x) . \quad (2.20) \\ m \frac{d^2x}{dt^2} &= mg - ks - kx \end{aligned}$$

Usando la condición de equilibrio y sustituyendo en la segunda ley de Newton.

$$\begin{aligned}
 mg - ks &= 0 \\
 mg &= ks \\
 m \frac{d^2x}{dt^2} &= mg - mg - kx \cdot \\
 m \frac{d^2x}{dt^2} &= -kx \\
 \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{m}x &= 0
 \end{aligned}
 \tag{2.21}$$

Sustituyendo $\omega_n^2 = k/m$ donde ω_n es la frecuencia natural del sistema.

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega_n^2 x = 0.
 \tag{2.22}$$

La ecuación del movimiento armónico simple o vibración libre describe un movimiento ideal como se observa en la figura 2.4, en el cuerpo que se mueve alternadamente hacia arriba y hacia abajo de la posición de equilibrio.

$$x = c_1 \cos \omega t + c_2 \text{sen} \omega t.
 \tag{2.23}$$

El movimiento armónico simple es un movimiento vibratorio bajo la acción de una fuerza recuperadora elástica, proporcional al desplazamiento y en ausencia de fricción.

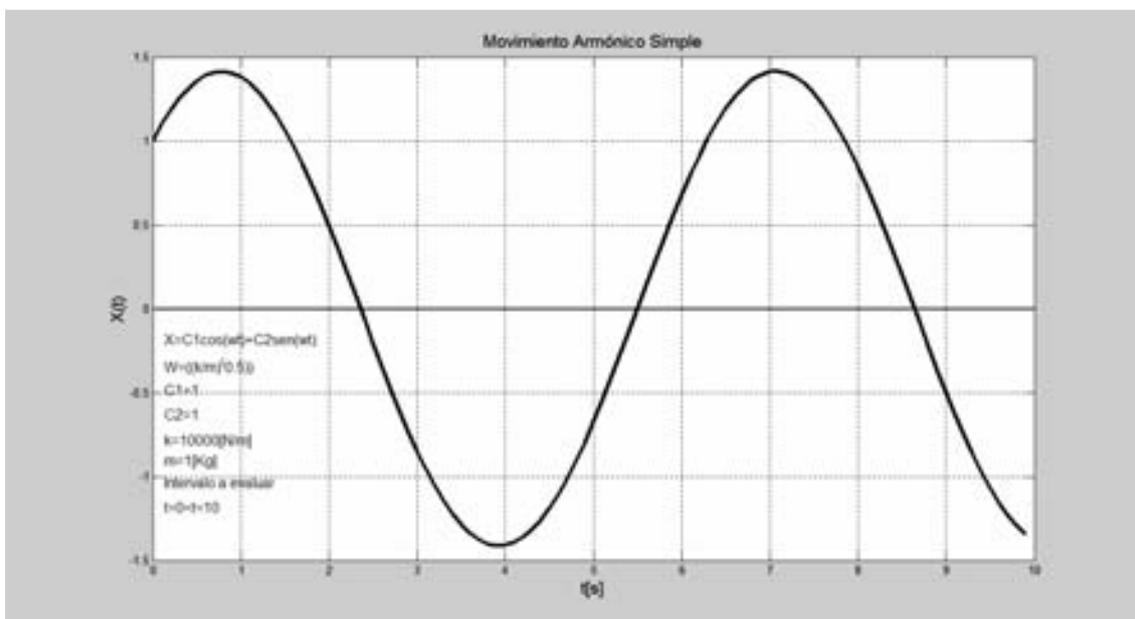


Figura 2.4 Vibración libre.

2.2.3. Movimiento amortiguado

El movimiento armónico simple supone un sistema ideal en el que las características físicas del resorte no cambian con el tiempo y no existen fuerzas de retardo que actúan sobre la masa en movimiento, sin embargo en un sistema real se espera que un sistema masa-resorte que ha estado en movimiento un largo tiempo el resorte se debilite, es decir, la constante del resorte variaría y decaería con el tiempo.

La masa podría estar suspendida en un medio viscoso o conectado a un dispositivo amortiguador como el observado en la figura 2.5, obtenida de [20].

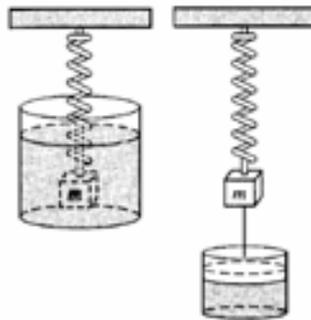


Figura 2.5 Amortiguador (viscoso).

Se considera que las fuerzas de amortiguamiento que actúan sobre un cuerpo son proporcionales a la potencia de la velocidad instantánea, cuando no hay otras fuerzas externas aplicadas al sistema, el análisis de fuerzas es [23]:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -kx - \beta \frac{dx}{dt} \quad (2.24)$$

Rescribiendo la ecuación 2.24:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} &= -x \frac{k}{m} - \frac{\beta}{m} \frac{dx}{dt} \\ \frac{d^2 x}{dt^2} + x \frac{k}{m} + \frac{\beta}{m} \frac{dx}{dt} &= 0 \quad (2.25) \\ \text{si } w^2 &= k/m \text{ y } 2\lambda = \beta/m \\ \frac{d^2 x}{dt^2} + 2\lambda \frac{dx}{dt} + w^2 x &= 0. \end{aligned}$$

Donde β es una constante de amortiguamiento positiva y el signo negativo es consecuencia de que la fuerza amortiguadora actúa en dirección opuesta a la del movimiento.

En el caso del movimiento armónico simple las dos fuerzas al oponerse directamente mantenían el equilibrio dinámico, en este caso la fuerza $\beta x'$ tiene su máximo relativo cuando la suma de $m x''$ y kx vale cero. Este equilibrio

dinámico se debe a una extracción de energía por el amortiguador, en cada ciclo de la vibración, si desplazamos a la masa m una cantidad x_i y la soltamos, la amplitud de la vibración resultante irá decreciendo en cada ciclo desde x_i hasta cero.

Al obtener la solución de la ecuación diferencial de movimiento libre amortiguado se obtiene:

$$\begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} + 2\lambda \frac{dx}{dt} + w^2x &= 0 \\ P(D) &= (D^2 + 2\lambda D + w^2)x = 0 \\ P(m) &= m^2 + 2\lambda m + w^2 = 0 \quad . \quad (2.26) \\ m_1 &= -\lambda + \sqrt{\lambda^2 - w^2} \\ m_2 &= -\lambda - \sqrt{\lambda^2 - w^2} \end{aligned}$$

Se pueden distinguir tres casos posibles que dependen del signo del argumento de la raíz cuadrada. Puesto que la solución contiene el factor de amortiguamiento $e^{-\lambda t}$, $\lambda > 0$, los desplazamientos de la masa se vuelven insignificantes cuando el tiempo es grande.

Caso 1, Sobre Amortiguado

$$\lambda^2 - w^2 > 0. \tag{2.27}$$

El coeficiente de amortiguamiento β , es grande comparado con la constante del resorte k . La solución correspondiente al movimiento sobre amortiguado y se puede observar en la figura 2.6 es:

$$\begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} + 2\lambda \frac{dx}{dt} + w^2x &= 0 \\ m_1 &= -\lambda + \sqrt{\lambda^2 - w^2} \\ m_2 &= -\lambda - \sqrt{\lambda^2 - w^2} \\ x(t) &= C_1e^{m_1t} + C_2e^{m_2t} \\ x(t) &= C_1e^{(-\lambda + \sqrt{\lambda^2 - w^2})t} + C_2e^{(-\lambda - \sqrt{\lambda^2 - w^2})t} \\ x(t) &= e^{-\lambda t} (C_1e^{(+\sqrt{\lambda^2 - w^2})t} + C_2e^{(-\sqrt{\lambda^2 - w^2})t}) \end{aligned} \tag{2.28}$$

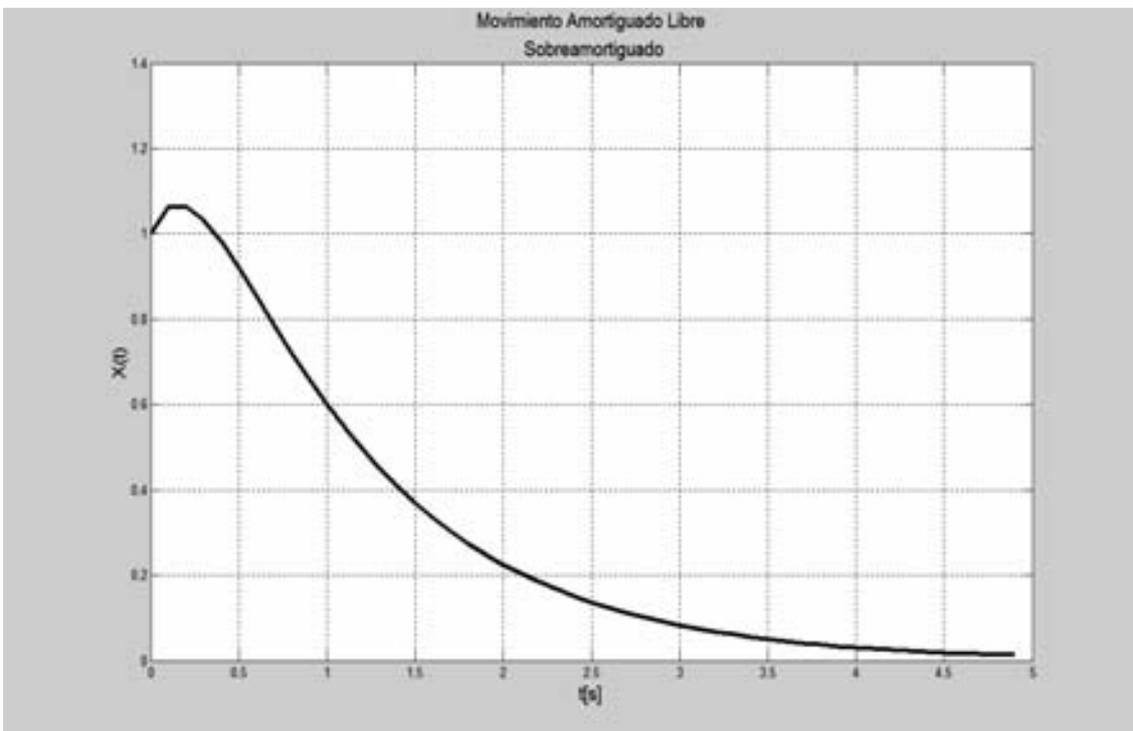


Figura2.6. Movimiento sobre amortiguado.

Caso 2, Críticamente amortiguado

$$\lambda^2 - w^2 = 0 . \tag{2.29}$$

El sistema esta críticamente amortiguado, como se observa en la figura 2.7, puesto que cualquier pequeña disminución de la fuerza de amortiguamiento originaría un movimiento oscilatorio. La solución de la ecuación es:

$$\begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} + 2\lambda \frac{dx}{dt} + w^2x &= 0 \\ m_1 &= -\lambda \\ m_2 &= -\lambda \\ x(t) &= C_1e^{m_1t} + C_2te^{m_2t} \\ x(t) &= C_1e^{(-\lambda)t} + C_2et^{(-\lambda)t} \\ x(t) &= e^{-\lambda t} (C_1 + C_2t) \end{aligned} \tag{2.30}$$

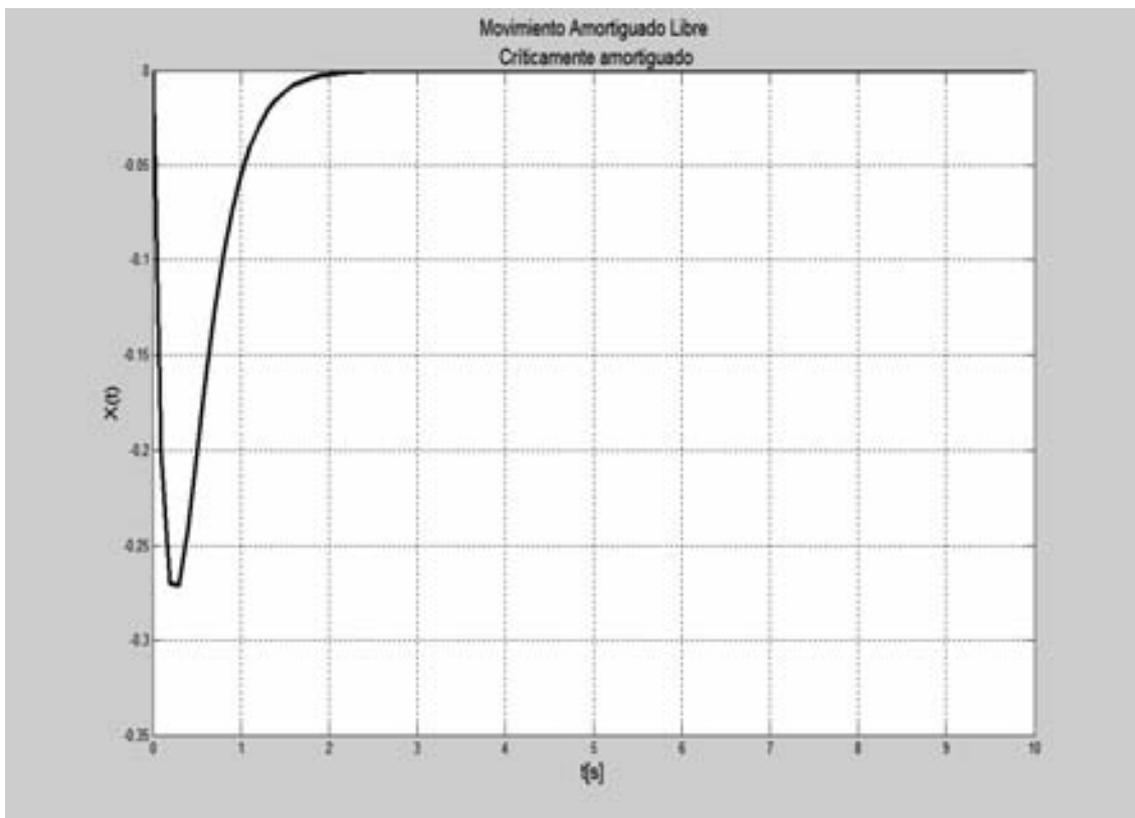


Figura 2.7. Críticamente amortiguado.

Caso 3, Subamortiguado

$$\lambda^2 - w^2 < 0. \tag{2.31}$$

Se dice que el sistema está subamortiguado, como se observa en la figura 2.8, por que el coeficiente de amortiguamiento es pequeño en comparación con la constante del resorte siendo m_1 y m_2 raíces complejas. La solución correspondiente es:

$$\begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} + 2\lambda \frac{dx}{dt} + w^2x &= 0 \\ m_1 &= -\lambda + (\sqrt{\lambda^2 - w^2})i \\ m_2 &= -\lambda - (\sqrt{\lambda^2 - w^2})i \\ x(t) &= e^{-\lambda t} (C_1 \cos\sqrt{\lambda^2 - w^2}t + C_2 \text{sen}\sqrt{\lambda^2 - w^2}t) \end{aligned} \tag{2.32}$$

El movimiento que describe es oscilatorio pero a causa de coeficiente $e^{-\lambda t}$ las amplitudes de vibración tienden a ser cero cuando $t \rightarrow \infty$.

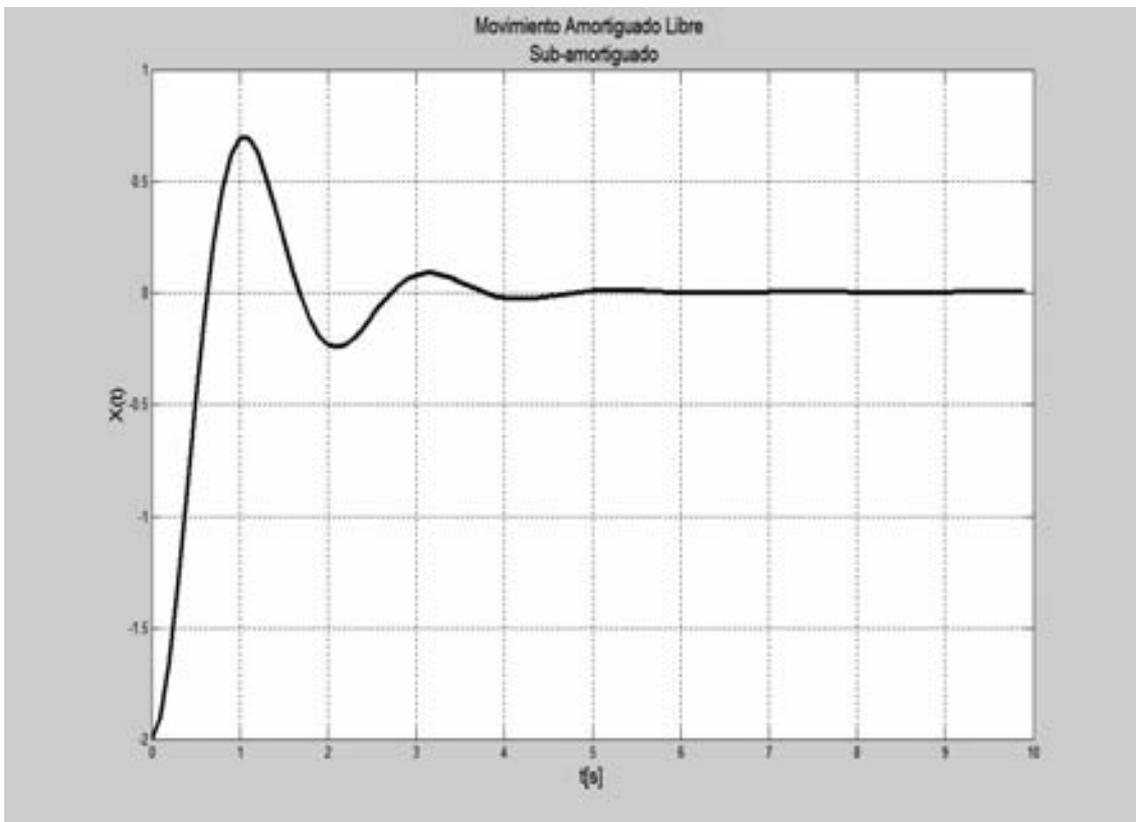


Figura 2.8. Movimiento subamortiguado.

2.2.4. Movimiento forzado

En un movimiento forzado con amortiguamiento como se puede observar en la figura 2.9 obtenida de [18], se toma en consideración una fuerza externa, $f(t)$, que actúa sobre una masa que oscila en un resorte; por ejemplo, $f(t)$ podría representar una fuerza de impulsión que causará un movimiento oscilatorio vertical del soporte del resorte. La inclusión de $f(t)$ en la ecuación de la segunda ley de Newton quedaría [23]:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = -kx - \beta \frac{dx}{dt} + f(t). \quad (2.33)$$

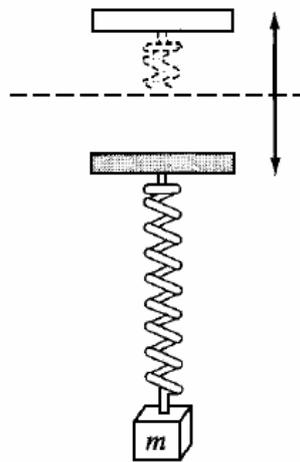


Figura 2.9. Movimiento forzado.

La cual resulta en una ecuación no homogénea que puede ser resuelta por el método de coeficientes indeterminados o variación de parámetros y cuya solución gráfica se observa en la figura 2.10.

$$\begin{aligned}
 m \frac{d^2x}{dt^2} &= -kx - \beta \frac{dx}{dt} + f(t) \\
 m \frac{d^2x}{dt^2} + kx + \beta \frac{dx}{dt} &= f(t) \\
 \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{m}x + \frac{\beta}{m} \frac{dx}{dt} &= \frac{f(t)}{m} \quad . \\
 \text{si } \omega^2 = \frac{k}{m}; \quad 2\lambda = \frac{\beta}{m} \quad \text{y } f(t) = F(t) \\
 \frac{d^2x}{dt^2} + 2\lambda \frac{dx}{dt} + \omega^2x &= F(t)
 \end{aligned} \quad (2.34)$$

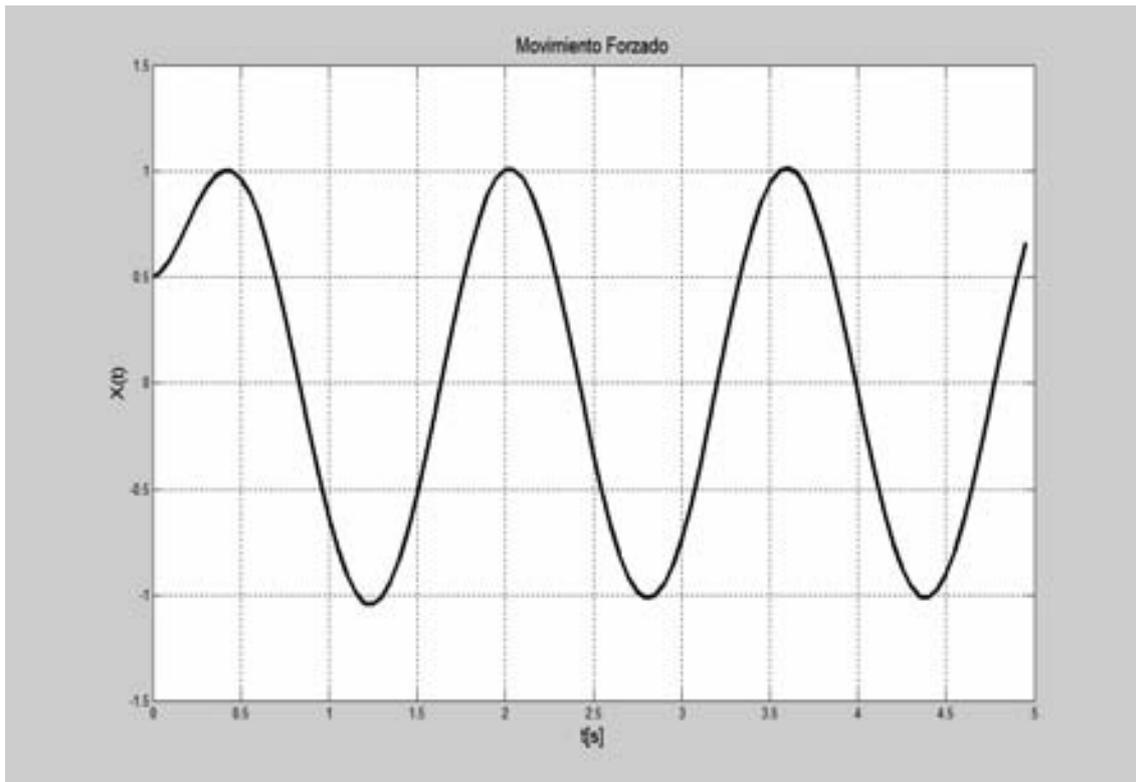


Figura 2.10. Movimiento Forzado.

Los conceptos antes mencionados (movimiento armónico, vibración libre, movimiento amortiguado y forzado) nos sirven como antecedente para entender mejor los elementos que conforman las vibraciones mecánicas (desplazamiento, amortiguamiento, análisis de fuerzas, frecuencia, resonancia, periodo, ángulo de fase, etc.) y sus diversos movimientos provocados por las vibraciones mecánicas (axiales o longitudinales, torsionales y laterales); los cuales se encuentran en la sarta de perforación de pozos en algunos casos combinados como lo es el giro de barrena, rebote de barrena, atascamiento-deslizamiento, impactos laterales, etc. que a continuación se describirán.

Este tema será retomado en el capítulo 3 en el cual se aborda la solución de la ecuación de movimiento para observar los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas y el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación con sus respectivas condiciones de iniciales y de frontera.

2.3. Clasificación de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación

Las vibraciones mecánicas se clasifican en:

- Axiales o longitudinales.
- Laterales.
- Torsionales.

La sarta de perforación es una estructura con un diámetro muy pequeño en comparación con su longitud, esto aunado a que posee un diámetro menor que el pozo perforado provoca que dicha estructura choque continuamente con las paredes del pozo haciendo que se produzcan vibraciones mecánicas laterales como se observa en la figura 2.11, obtenida de [24]. Estas vibraciones mecánicas son especialmente importantes en la parte más inferior de la sarta de perforación. La principal causa de aparición de este tipo de vibraciones mecánicas es el desbalance de la sarta de perforación, otra causa de las vibraciones mecánicas laterales es la fricción que aparece entre la sarta de perforación y las paredes del pozo, que pueden provocar un movimiento hacia arriba de la sarta a lo largo de las paredes del pozo [25].

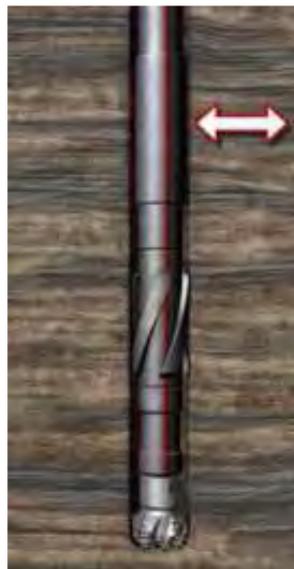


Figura 2.11. Vibraciones laterales.

Las vibraciones mecánicas torsionales o de rotación como pueden observarse en la figura 2.12, obtenido de [24], se destacan por que provocan el fenómeno de atascamiento-deslizamiento de la barrena: en algún momento la barrena se para mientras que la sarta sigue rotando con una velocidad constante, esto hace que el par en la sarta vaya aumentando hasta que la barrena comienza a moverse de nuevo. Estas vibraciones mecánicas son autoexcitadas y son causadas por la fricción de tipo seca existente entre la barrena y el fondo del pozo, produciéndose una relación no lineal entre el par y la velocidad de rotación de la barrena [25]. Además, el par requerido para hacer girar la barrena es menor que el par que se necesita para hacer que se mueva la barrena cuando ésta se paró.

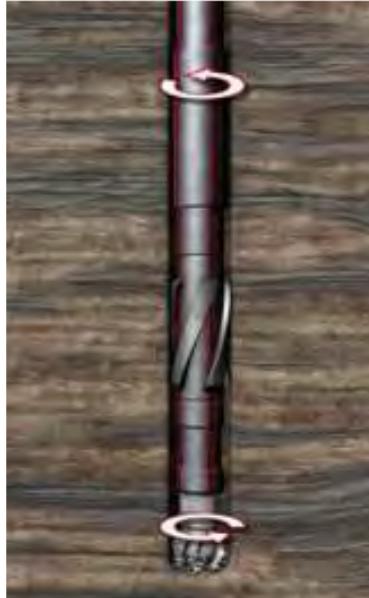


Figura 2.12. Vibraciones torsionales.

Las vibraciones axiales o longitudinales que se observan en la figura 2.13, obtenida de [24], consisten en que la barrena de forma periódica da saltos en el fondo del pozo, incluso llegar a soltarse. Dependiendo de la clase de barrena utilizada (barrenas compactas, de cortadores de diamante policristalino, barrenas de PDC o barrenas ticónicas) se tendrán distintos tipos de vibraciones axiales y distintas frecuencias a las que se presentan.

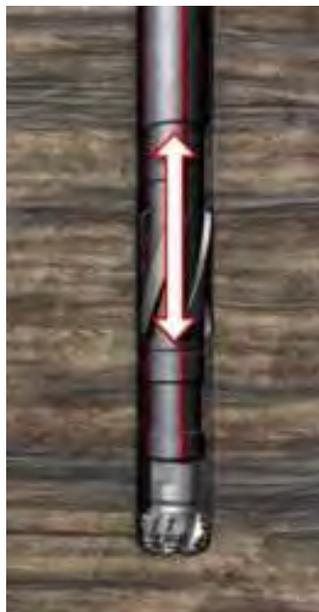


Figura 2.13. Vibraciones axiales o longitudinales.

2.3.1. Mecanismos de vibración

Asociadas a cada tipo de vibración se tienen una serie de fenómenos, como pueden observarse en la tabla 2.1 [26].

Mecanismo de vibración	Modo de vibración
Rebote de barrena	Axial
Giro de barrena	Lateral/Torsión
Giro del ensamble de fondo	Lateral/Torsión
Atascamiento-Deslizamiento	Torsión
Impactos Laterales	Lateral/Axial
Resonancia de torsión	Torsión
Resonancia paramétrica	Lateral/Torsión/Axial
Vibración de la barrena	Torsión
Modo acoplado	Lateral/Torsión/Axial

Tabla 2.1. Mecanismos de vibración.

2.3.1.1. Atascamiento-Deslizamiento

En el movimiento de atascamiento-deslizamiento, como se observa en la figura 2.14 obtenida de [24], la rotación de la sarta no es uniforme y la barrena deja de rotar momentáneamente a intervalos regulares causando que la sarta tenga un torque muy alto periódicamente y luego gire libremente. Las variaciones de la velocidad de rotación pueden ser en promedio de 3 a 15 veces mayores en la superficie que en el fondo del pozo [26].

Estas fluctuaciones de torque en superficie pueden causar:

- Daño en la barrena de PDC.
- Decremento en la tasa de penetración ROP.
- Sobre torque en conexiones.
- Arrastre.
- Degollamiento de tubería.
- Interferencia con la telemetría de pulso.
- Desgaste en el estabilizador y diámetro de la barrena.

Este tipo de fenómenos se da en pozos con altos ángulos o profundos, formaciones duras o sal, uso de barrenas PDC con alto peso sobre la barrena.



Figura 2.14. Atascamiento Deslizamiento.

2.3.1.2. Rebote de barrena

El rebote de barrena se puede observar en la figura 2.15, obtenida de [24], es un movimiento axial o longitudinal de la sarta de perforación en el cuál, la barrena da saltos periódicos en el fondo del pozo. Este tipo de vibración mecánica se presenta en barrenas tricónicas con patrón de agujero de fondo inestable, intercalaciones y ambientes con formaciones duras [26].

Las consecuencias de esta vibración mecánica son:

- El impacto de la carga dañará la estructura de corte de la barrena, baleros y sellos.
- La sarta puede dañarse sustancialmente por los golpes axiales y laterales inducidos por el pandeo de la sarta.
- El equipo de circulación puede dañarse en pozos someros.
- Agitación del equipo de superficie a poca profundidad.
- Fluctuaciones grandes del peso sobre barrena.
- Disminución en el ritmo de penetración ROP.



Figura 2.15. Rebote de barrena.

2.3.1.3. Giro de barrena

El giro de barrena como se puede observar en la figura 2.16, obtenida de [24], ocurre cuando la barrena ha cortado un agujero más amplio que su propio diámetro. Esto permite que la barrena se mueva en el pozo, opuesto a una rotación alrededor de su centro natural. Cuando la barrena está girando recorre las paredes del pozo incrementando el diámetro del mismo, provocando una rotación de la barrena fuera de su centro natural [17]. Esto es causado por un excesivo corte lateral de la barrena en formaciones suaves o lavadas.

Las consecuencias de esta vibración mecánica son:

- Debido al giro de la barrena es dañada la estructura de corte de la barrena.
- Durante el movimiento de giro los cortadores se mueven más rápido, hacia atrás, de lado y están sujetos a grandes impactos de carga.
- Mientras más grande sea la carga, ésta provoca que los cortadores se astillen y aceleren el desgaste de los mismos.
- El giro crea un ensanchamiento del agujero incrementando la tendencia de la barrena y el ensamble de fondo a girar.
- En una litología intercalada con diferentes esfuerzos compresivos se puede llevar a cabo la creación de escalones conforme las rocas más débiles son agrandadas a un diámetro mayor que la roca más dura, la cual puede permanecer en su diámetro.

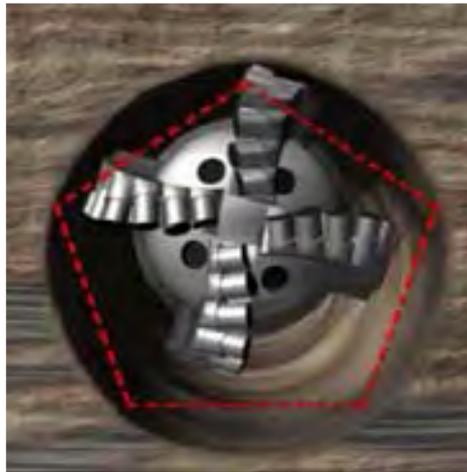


Figura 2.16. Giro de barrena.

2.3.1.4. Giro del ensamble de fondo (Hacia atrás y hacia delante)

El giro del ensamble de fondo como se puede observar en la figura 2.17, obtenida de [24], es una rotación de forma excéntrica al del ensamble de fondo, es decir, el movimiento es alrededor del agujero mientras se está rotando. El giro del ensamble de fondo es un movimiento complejo que genera desplazamientos laterales y fricción de la sarta de perforación con las paredes del pozo.

El movimiento de giro del ensamble de fondo se inicia por el desbalance de masas de la sarta o por vibraciones mecánicas laterales inducidas por la resonancia del ensamble de fondo a una velocidad crítica de rotación [24]. Se incrementa esta tendencia en agujeros verticales o secciones de gran diámetro.

Las consecuencias de este fenómeno son:

- Fallas en la sarta de perforación, herramientas de fondo por generar altos golpes y vibraciones mecánicas en la sarta de perforación.
- El pandeo repetido de los lastrarbarrenas incrementan la fatiga del material.
- Los altos índices de tensiones de pandeo dañan las conexiones de la tubería de perforación.
- Los golpes laterales causan fallas en los equipos electrónicos de las herramientas de fondo.
- Reducción del ritmo de penetración, ROP.

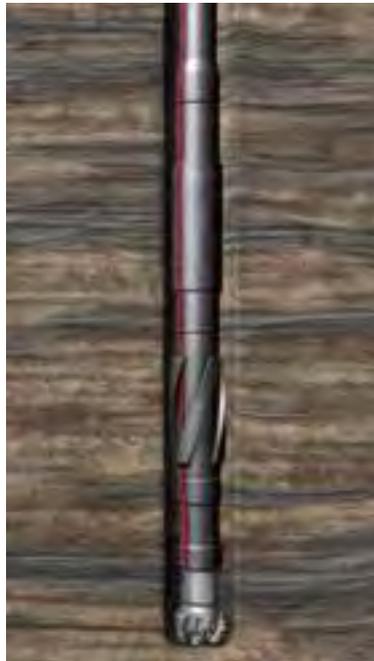


Figura 2.17. Giro del ensamble de fondo.

2.3.1.5. Impactos laterales

Los impactos laterales como se observan en la figura 2.18, obtenida de [24], son un comportamiento caótico del ensamble y de la sarta de perforación. Este estado es alcanzado cuando las vibraciones mecánicas generadas por el rebote de la barrena y el giro del ensamble de fondo se vuelven lo suficientemente severas. Esto causa una liberación de la energía que se acumuló en la sarta de perforación a través de grandes impactos laterales. A diferencia del giro del ensamble de fondo donde el movimiento llega a un punto estable, este movimiento del ensamble de fondo se mueve hacia los lados y puede girar hacia adelante o hacia atrás.

Los impactos laterales en el ensamble de fondo pueden ser inducidos por el giro de la barrena al rotarse una sarta de perforación no balanceada o cuando la sarta está pandeada por el rebote de la barrena [26].

Las consecuencias generadas son:

- Falla en los componentes del equipo de medición en tiempo real.
- Falla en el motor de fondo.
- Desgaste en las juntas y estabilizadores.
- Derrumbes o torceduras debido a grietas.
- Fatigas en conexiones e incremento de torque.
- Posible vibración mecánica de torsión asociada a la velocidad de rotación.



Figura 2.18. Impactos laterales.

2.3.1.6. Resonancia de torsión

La resonancia torsional como se observa en la figura 2.19, obtenida de [24], es una vibración mecánica severa en los lastrabarras excitada por la frecuencia natural de los lastrabarras. Esto es causado por el impacto individual de los cortadores o por fuerzas laterales excesivas en el ensamble de fondo generando un movimiento de vibración mecánica violenta. El cambio de velocidad de rotación es muy pequeño y la frecuencia de vibración muy alta.

Este tipo de vibración mecánica sucede en formaciones muy duras, y cuando se perfora con una barrena PDC.

Las consecuencias de esta vibración mecánica son:

- Daño por impacto en las herramientas del ensamble de fondo.
- A velocidades de rotación altas es posible entrar en una frecuencia de resonancia.
- Posible incremento de torque.



Figura 2.19. Resonancia de torsión.

2.3.1.7. Resonancia paramétrica

Las vibraciones laterales son inducidas como resultado de la excitación axial causada por la interacción de la barrena y la formación como se observa en la figura 2.20, obtenida de [24]. Los componentes dinámicos de la carga axial primeramente son causados por la interacción de la barrena con la formación la cual resulta en variaciones del peso sobre la barrena. Las oscilaciones axiales en una frecuencia específica causarán pandeo lateral en la sarta de perforación a través de pequeños desplazamientos laterales [26]; por ejemplo, el pequeño pandeo que ya existe será amplificado por la onda que viaja a través de los componentes.

Este movimiento se da en formaciones intercaladas y agujeros de pequeño diámetro.

Las consecuencias de este tipo de vibración mecánica son:

- Severas vibraciones mecánicas laterales que pueden inducir una falla acelerada en la sarta de perforación.
- Ensanchamiento del diámetro del agujero, lo cual puede llevar a un pobre control direccional.
- Posible incremento en el torque.



Figura 2.20. Resonancia paramétrica.

2.3.1.8. Vibración de barrena

Ésta es una alta frecuencia de resonancia de la barrena y el ensamble de fondo, la excitación es causada por una ligera rotación excéntrica de la barrena donde hay una interferencia de los cortadores con el patrón de corte de fondo, los cortadores suben por el patrón de huellas cortadas previamente y después caen otra vez en el patrón de huellas original, como se observa en la figura 2.21, obtenida de [24].

Las barrenas PDC que perforan formaciones en las cuales la fuerza de compresibilidad de la roca es muy alta, crean esta vibración mecánica donde cada cortador es impactado en la formación [24].

Las consecuencias de este tipo de vibración mecánica son:

- Daño en los cortadores de la barrena por el impacto con la formación.
- Vibraciones de alta frecuencia que pueden causar falla en el equipo eléctrico debido a vibraciones mecánicas de los componentes electrónicos.
- Una barrena con cortadores rotos puede llevar a giros del ensamble de fondo.
- Posible incremento de torque.



Figura 2.21. Vibración de barrena.

2.3.1.9. Modo Acoplado

El modo acoplado, como se observa en la figura 2.22, obtenida de [24], describe la vibración mecánica que ocurre en la dirección axial, torsional y lateral simultáneamente. Crea oscilaciones axiales, torsionales e impactos laterales severos a través del ensamble de fondo. Esta es la forma de vibración mecánica más extrema y resulta de la falla de control de uno de los mecanismos de vibración mecánica, permitiendo que la vibración mecánica se vuelva lo suficientemente severa para iniciar uno o más mecanismos de vibración simultáneamente.

Este tipo de vibración de modo acoplado se da en ambientes donde existe el atascamiento-deslizamiento, giro del ensamble de fondo o rebote de la barrena. Las consecuencias de esta vibración mecánica de modo acoplado son:

- Fallas en los componentes del equipo de medición en tiempo real (motor de fondo, herramientas de fondo, etc.)
- Desgaste localizado de junta y/o estabilizador.
- Derrumbes en el pozo, torceduras debido a grietas y fatiga en las conexiones.
- Incremento de torque promedio.

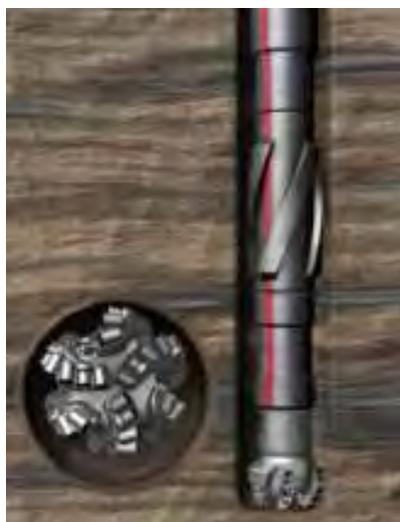


Figura 2.22. Modo Acoplado.

2.4-Factores que afectan la vibración

Tipo de barrena

Tener una barrena adecuada para el tipo de formación a ser perforada es una de las claves en la optimización de la perforación y ayudara a prevenir vibraciones mecánicas inducidas por la barrena. Operar la barrena dentro de los rangos recomendados para evitar inestabilidad dinámica en la barrena y causar vibraciones mecánicas. Las vibraciones mecánicas se incrementan con la agresividad de las características de la barrena.

Interacción de la barrena con la litología

Cada barrena crea su propio patrón de corte en el fondo del agujero que continua propagándose conforme gira en la pared de la formación. Cualquier interrupción de este patrón causará que los elementos de corte salten sobre los bordes creados y experimenten diferentes cargas en algunos cortadores de la barrena y otros tienen la libertad que podrían dar lugar a rebotes en la barrena u otra resonancia paramétrica.

Litología

El tamaño de la partícula y la composición mineral generalmente determinan la abrasividad de la roca. El material de cementación (por ejemplo, el material que lo mantiene unido) determinará su dureza o fuerza. Una diferencia en la dureza (por ejemplo intercalaciones de arena y lutitas o presencia de calizas) son frecuentemente una fuente de vibración mecánica. También, la diferencia de dureza en el mineral (por ejemplo, nodos de pedernal, pirita o conglomerados) resulta en vibraciones mecánicas. La vibración mecánica generalmente se incrementa con la dureza de la formación y particularmente con formaciones intercaladas que tienen zonas de alta dureza, compresibilidad, baja dureza y compresibilidad.

Tamaño de agujero/ensamble de fondo

El tamaño del agujero determina la cantidad de deflexión que la sarta de perforación tiene cuando ocurre la vibración mecánica. Una mala estabilidad del pozo en la cual se presente un agujero más grande o pequeño va tener efecto en el movimiento de la sarta de perforación incrementando o reduciendo la estabilidad del ensamble de fondo. En secciones donde el agujero es de un diámetro pequeño se produce un incremento en el torque resultando una vibración mecánica de atascamiento-deslizamiento. En secciones de agujero donde el diámetro es mayor se reduce la estabilización causando giros e impactos laterales.

Estabilización del ensamble de fondo

La falta de estabilización en ensambles lisos y tipo péndulo puede llevar a vibraciones de tipo giro. Los estabilizadores de aleta recta pueden actuar como una fuente de excitación para la vibración resonante del ensamble de fondo.

Repasadas con alta velocidad de rotación [RPM]

Los repasos en el pozo a altas velocidades de rotación siempre causarán vibraciones mecánicas en la sarta de perforación ya que la barrena no actúa como un punto de estabilización y todo el ensamble de fondo se comporta como un amplificador de la vibración mecánica. Mientras más altas sean las revoluciones por minuto la inestabilidad dinámica y severidad de las vibraciones mecánicas se incrementará.

Pozos con ángulo de inclinación

Las vibraciones laterales en la sarta de perforación son más severas y comunes en pozos verticales o pozos cerca de la verticalidad que en pozos altamente desviados o direccionales [24]. En pozos altamente desviados y direccionales la gravedad tiende a reducir la cantidad del desplazamiento lateral cuando se rota el ensamble de fondo. En pozos verticales la sarta es más propensa a flexionarse de forma sinusoidal o helicoidalmente por tanto hay más posibilidades de flexiones cíclicas conforme se rota la sarta. Una vez que la inclinación se incrementa por arriba de 15 grados, es mucho más difícil que exista la flexión helicoidal en el ensamble de fondo puesto que hay un incremento en la fuerza normal y para que exista una flexión de esta naturaleza debe ser vencida la fuerza normal.

La vibración mecánica torsional es mucho más probable que ocurra en pozos desviados, la alta fricción a lo largo del pozo reduce la cantidad de energía alcanzada en la barrena, incrementando la tendencia de la barrena, ensamble de fondo y sarta de perforación a vibrar torsionalmente. La tortuosidad en el pozo es también importante en la generación de un torque por fricción, por lo cual altas severidades en la pata de perro y cambios bruscos en el ángulo de inclinación del agujero deben evitarse.

Tipo de fluido de control

El peso del fluido de control, tipo y viscosidad tendrán un efecto en el movimiento de la sarta de perforación. El fluido de control proveerá un elemento de amortiguamiento viscoso para las vibraciones mecánicas en el sistema. Éste también el medio a través del cual la presión es transmitida, por lo tanto cualquier pulso transmitido por la presión en el sistema será transmitido a través del fluido de control y también del fluido al acero.

Sistema eléctrico del equipo de perforación

Variaciones en el sistema eléctrico del equipo de perforación o limitaciones del sistema eléctrico pueden ser fuente de vibración mecánica, por ejemplo, que la potencia disponible no sea suficiente para mantener una velocidad constante de rotación.

2.5-Problemas de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación

Las vibraciones mecánicas que aparecen en la sarta de perforación reducen la vida útil de la barrena e inclusive pueden producir la fractura de algunos componentes de la misma. También disminuyen la velocidad promedio de operación, incrementando los costos y tiempos de perforación de un pozo.

2.5.1-Ensamble de fondo

La fatiga y falla de la sarta de perforación ha sido un tema de numerosas investigaciones y desarrollo de ecuaciones matemáticas, en general se puede decir que una sarta de perforación permanece recta cuando el pozo es vertical, al aplicar peso sobre la barrena la tubería se pandeará cuando éste alcanza cierto valor, puede ser de primero, segundo, tercer a orden superior, lo cual depende de cuantas veces se pandea la tubería en el pozo. Los puntos tangentes de la sarta de perforación al pandearse causan el aumento del diámetro en el pozo cuando la formación es blanda.

Para contrarrestar el efecto de pandeo se utiliza los lastrabarrenas, con lo cual se traslada el punto neutro a una tubería más rígida. Sin embargo las condiciones de operación pueden aún causar daños en la sarta, éstas son llamadas condiciones críticas de operación. El peso sobre la barrena corresponde a una distancia dada sobre la sarta de perforación, el valor crítico de esta distancia depende del tipo de tubería y densidad del lodo.

La longitud del ensamble de fondo se selecciona en base a la cantidad de peso sobre la barrena que se piensa aplicar, el cuál está en función del tamaño de barrena, el diámetro de los lastrabarrenas disponibles y tubería extra pesada [2]. El ensamble de fondo tendrá una frecuencia natural de vibración que afectará la respuesta total de la sarta.

Diferentes tamaños de lastrabarrenas y tubería extra pesada afecta la frecuencia natural del ensamble de fondo. Las fuentes de excitación del ensamble de fondo incluyen las ondas de presión de bombeo, el contacto con las paredes del agujero entre los estabilizadores y los lastrabarrenas, la dureza de la formación, tipo de barrena, etc. Cualquier cambio en algún parámetro afecta la frecuencia natural y la respuesta en vibración mecánica del ensamble de fondo. Para una barrena tricónica se producen excitaciones a una frecuencia de tres ciclos por revolución. Estas frecuencias están relacionadas con la velocidad de rotación de la siguiente manera [2]:

$$f = \frac{3N}{60} = \frac{N}{20}. \quad (2.35)$$

Donde:

$$f = \text{Frecuencia, } \left[\frac{c}{s} \right].$$

$$N = \text{Velocidad de rotación, } [RPM].$$

Los lastrarbarrenas vibran en tres formas longitudinal, axial y torsionalmente. La frecuencia natural del acero de los lastrarbarrenas en el modo axial esta dado por [25]:

$$f_i = \frac{i1282.6694}{L} \quad (2.36)$$

Donde:

$$f_i = \text{Frecuencia axial, } \left[\frac{c}{s} \right].$$

$$L = \text{Longitud del ensamble de fondo, } [m].$$

$$i = \text{Orden armónico de la frecuencia, } i, 1, 3, 5, \dots$$

En casi todos los casos únicamente la frecuencia de primer orden es la de mayor importancia, por lo que la ecuación se reduce:

$$f_1 = \frac{1282.6694}{L} \quad (2.37)$$

La velocidad de rotación crítica está dada por

$$N_{cr} = \frac{25653.388}{L} \quad (2.38)$$

Donde:

$$N_{cr} = \text{Velocidad de rotación axial crítica, } [RPM].$$

$$L = \text{Longitud del ensamble de fondo, } [m].$$

Esta ecuación se basa en el uso de una barrena tricónica donde la frecuencia de excitación es de tres ciclos por revolución.

La vibración torsional en el ensamble de fondo es también una función de la longitud como se muestra en la siguiente ecuación:

$$f_{1\theta} = \frac{811.53}{L} \quad (2.39)$$

donde:

$$f_{1\theta} = \text{Frecuencia torsional, } \left[\frac{c}{s} \right].$$

$$L = \text{Longitud del ensamble de fondo, } [m].$$

Las velocidades de rotación axial y torsional críticas son una función de la longitud del ensamble de fondo, cuando los otros efectos dimensionales son ignorados, la manera más fácil de cambiar la velocidad crítica de rotación es cambiar la longitud del ensamble de fondo.

El amortiguador de vibraciones mecánicas puede adicionarse al ensamble de fondo para disminuir o alterar la frecuencia natural de las vibraciones mecánicas, generalmente el amortiguador de vibraciones mecánicas se coloca entre la barrena y los lastrabarrenas, la frecuencia resultante responde a una de primer orden como sigue:

$$f = \left(\frac{3.13 * k}{W_{bna}} \right)^{0.5} . \quad (2.40)$$

Donde:

f = Frecuencia axial con amortiguador de vibraciones, $\left[\frac{c}{s} \right]$.

k = Constante del resorte del amortiguador de vibraciones, $[lb_f/pg]$.

W_{bna} = Peso en el aire del ensamble de fondo, $[lb_f]$.

Cuando se emplea una barrena tricónica la velocidad de rotación crítica es:

$$N_{crit} = 62.6 \sqrt{\frac{k}{W_{bna}}} . \quad (2.41)$$

Durante la planeación de la perforación la velocidad de rotación puede calcularse como sigue:

1. Determine la longitud de los lastrabarrenas requeridas para el peso y diámetro de agujero a emplear, utilizando el punto neutro para el cálculo de la longitud.
2. Determine la velocidad de rotación crítica $N_{cr} [RPM]$, utilizando el modo de vibración mecánica axial del ensamble de fondo.
3. Seleccione una velocidad de rotación por arriba de la $N_{cr} [RPM]$. La velocidad de rotación abajo del valor de $N_{cr} [RPM]$ tiende a causar problemas en las juntas del ensamble y el ritmo de penetración.
4. Si la velocidad requerida para operar la sarta determinada en el punto 3 es muy alta, disminuya la naturaleza de la vibración mecánica del ensamble de fondo usando más lastrabarrenas, tubería extra pesada o use un amortiguador de vibraciones mecánicas, en la medida de lo posible emplear una velocidad de rotación superior a la crítica.
5. Analice la velocidad crítica para la tubería de perforación y modifique el ensamble de fondo o el diseño de la tubería de perforación tanto como sea posible.

Capítulo III

Modelo matemático de vibraciones mecánicas

3.1. Introducción

Las vibraciones mecánicas son perjudiciales para el proceso de perforación, debido a que pueden inducir desgaste prematuro y dañar el equipo de perforación.

Estas vibraciones que aparecen en la sarta de perforación se clasifican en: vibraciones axiales o longitudinales, torsionales y laterales, dependiendo la dirección en la que se presenten, como se puede observar en la figura 3.1.

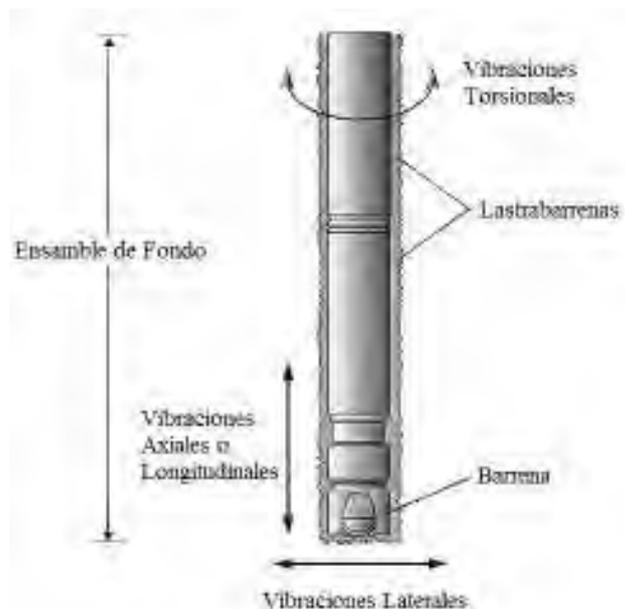


Figura 3.1. Modos de vibración en el ensamble de fondo.

La frecuencia de aparición de las vibraciones se puede reducir mediante técnicas de control y soluciones orientadas a nuevos diseños mecánicos de la sarta y sus componentes. La mayor vibración se da cuando la sarta de perforación entra en resonancia, es decir la frecuencia de la fuente de excitación está en tono con la frecuencia natural (longitudinalmente).

Este tipo de vibraciones originan cuatro problemas principalmente:

- Fatiga de la tubería.
- Fallas en los componentes de la sarta de perforación.
- Inestabilidad del pozo.
- Daños en la barrena.

Al problema de las vibraciones mecánicas que aparecen en la sarta de perforación vienen asociados problemas como:

1.-Modelado de la sarta de perforación.

- Frecuencias naturales.
- Desplazamiento angular y longitudinal.
- Velocidad y aceleración.
- Control de la vibración mecánica.
- Selección óptima del amortiguador de vibraciones mecánicas.
- Diseño de la perforación.

2. Análisis dinámico.

- Problema lineal.
- Problema no lineal.

3. Control.

3.2. Ecuación de movimiento en los lastrabarrenas

La sarta de perforación es un sistema que presenta un comportamiento dinámico complejo, que puede presentar un conjunto de fenómenos y de efectos no deseados. Entre estos fenómenos se destaca la aparición de distintos tipos de vibraciones mecánicas.

El ensamble de fondo puede vibrar de tres formas:

- Axial o longitudinal.
- Torsional.
- Lateral.

El estudio siguiente aplica para el modo de vibración mecánica axial o longitudinal. Se hace un análisis de la frecuencia de resonancia para observar los desplazamientos provocados por la excitación de la frecuencia natural de la sarta de perforación [17].

La ecuación diferencial del movimiento para vibraciones longitudinales en los lastrabarrenas es:

$$a^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}. \quad (3.1)$$

donde:

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (3.2)$$

E = Módulo de Young.

ρ = Densidad del acero.

a = Velocidad de propagación de la onda en el acero, [m/s].

Esta ecuación es posible utilizarla debido a que:

- Los lastrabarrenas tienen cierta flexibilidad.
- Los lastrabarrenas son homogéneas y de densidad constante.
- Los desplazamientos $u(x,t)$ son pequeños en comparación de la longitud de la sarta de perforación.
- La tensión T actúa tangente a la tubería y su magnitud es la misma en todos los puntos.
- El área transversal es homogénea a lo largo de los lastrabarrenas, y en cada una de las secciones.

Sus condiciones de frontera e iniciales son:

Condición inicial: La velocidad del desplazamiento para un tiempo $t = 0$ es cero, es decir no existe ninguna velocidad de desplazamiento inicial.

$$\frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0 \quad \text{para } 0 < x < l. \quad (3.3)$$

Condiciones de frontera: No existen desplazamientos iniciales ni deformaciones provocadas por los desplazamientos.

$$u(0,t) = 0 \quad \text{para } t > 0. \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L+\Delta L} = 0 \quad \text{para } t > 0. \quad (3.5)$$

La solución a la ecuación diferencial se obtiene por el método de separación de variables.

La solución propuesta para el método de separación de variables es:

$$u(x,t) = F(x)G(t). \quad (3.7)$$

$$\begin{matrix} u_{xx} = F''(x)G(t). \\ u_{tt} = F(x)G''(t). \end{matrix} \quad \longrightarrow \quad a^2 F''(x)G(t) = F(x)G''(t). \quad (3.8)$$

Solución 1, igualando a una constante $\lambda > 0$.

$$a^2 \frac{F''(x)}{F(x)} = \frac{G''(t)}{G(t)} = \lambda^2. \quad (3.9)$$

$$\begin{aligned} a^2 \frac{F''(x)}{F(x)} &= \lambda^2 & \frac{G''(t)}{G(t)} &= \lambda^2 \\ F''(x) &= \frac{\lambda^2}{a^2} F(x) & G''(t) &= G(t)\lambda^2 \\ F''(x) - \frac{\lambda^2}{a^2} F(x) &= 0 & G''(t) - G(t)\lambda^2 &= 0 \\ P(D) &= \left(D^2 - \frac{\lambda^2}{a^2}\right)F(x) & P(D) &= (D^2 - \lambda^2)G(t) \\ P(m) &= \left(m^2 - \frac{\lambda^2}{a^2}\right) = 0 & P(m) &= (m^2 - \lambda^2) = 0 \\ m_{1,2} &= \pm \sqrt{\frac{\lambda^2}{a^2}} & m_{1,2} &= \pm \lambda \\ G(t) &= C_3 e^{\lambda t} + C_4 e^{-\lambda t}. \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$F(x) = \left(C_1 e^{\left(\frac{\lambda}{a}\right)x} + C_2 e^{-\left(\frac{\lambda}{a}\right)x} \right). \quad (3.11)$$

$$u(x,t) = \left(C_1 e^{\left(\frac{\lambda}{a}\right)x} + C_2 e^{-\left(\frac{\lambda}{a}\right)x} \right) (C_3 e^{\lambda t} + C_4 e^{-\lambda t}). \quad (3.12)$$

Solución 2, considerando $\lambda = 0$.

$$a^2 \frac{F''(x)}{F(x)} = \frac{G''(t)}{G(t)} = 0. \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} a^2 \frac{F''(x)}{F(x)} &= 0 & \frac{G''(t)}{G(t)} &= 0 \\ F''(x) &= 0 & G''(t) &= 0 \\ P(D) &= (D^2)F(x) & P(D) &= (D^2)G(t) \\ P(m) &= m^2 = 0 & P(m) &= m^2 = 0 \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} m_{1,2} &= 0 & m_{3,4} &= 0 \\ F(x) &= (C_1 e^{(0)x} + C_2 x e^{(0)x}) & G(t) &= (C_3 e^{(0)t} + C_4 t e^{(0)t}) \\ F(x) &= C_1 + C_2 x. & G(t) &= C_3 + C_4 t. \end{aligned} \quad (3.14)$$

$$u(x,t) = F(x)G(t). \quad (3.16)$$

$$u(x,t) = (C_1 + C_2x)(C_3 + C_4t). \quad (3.17)$$

Solución 3, igualando a una constante $\lambda < 0$.

$$a^2 \frac{F''(x)}{F(x)} = \frac{G''(t)}{G(t)} = -\lambda^2. \quad (3.18)$$

$$a^2 \frac{F''(x)}{F(x)} = -\lambda^2$$

$$F''(x) = -\frac{\lambda^2}{a^2} F(x)$$

$$F''(x) + \frac{\lambda^2}{a^2} F(x) = 0$$

$$P(D) = \left(D^2 + \frac{\lambda^2}{a^2} \right) F(x) \quad (3.19)$$

$$P(m) = m^2 + \frac{\lambda^2}{a^2} = 0$$

$$m_{1,2} = \pm \sqrt{-\frac{\lambda^2}{a^2}}$$

$$m_{1,2} = \pm \frac{\lambda}{a} i$$

$$F(x) = \left(C_1 \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} x + C_2 \cos \frac{\lambda}{a} x \right) e^{(0)x}$$

$$F(x) = C_1 \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} x + C_2 \cos \frac{\lambda}{a} x .$$

$$\frac{G''(t)}{G(t)} = -\lambda^2$$

$$G''(t) = -\lambda^2 G(t)$$

$$G''(t) + \lambda^2 G(t) = 0$$

$$P(D) = (D^2 + \lambda^2) G(t) \quad (3.20)$$

$$P(m) = m^2 + \lambda^2 = 0$$

$$m_{3,4} = \pm \sqrt{-\lambda^2}$$

$$m_{3,4} = \pm \lambda i$$

$$G(t) = (C_3 \operatorname{sen} \lambda t + C_4 \cos \lambda t) e^{(0)t}$$

$$G(t) = C_3 \operatorname{sen} \lambda t + C_4 \cos \lambda t$$

La solución propuesta es la siguiente:

$$u(x,t) = F(x)G(t); \quad (3.21)$$

$$u(x,t) = \left(C_1 \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} x + C_2 \cos \frac{\lambda}{a} x \right) (C_3 \operatorname{sen} \lambda t + C_4 \cos \lambda t); \quad (3.22)$$

$$u(x,t) = \left(A \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} x + B \cos \frac{\lambda}{a} x \right) (C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t). \quad (3.23)$$

La ecuación 3.12 es una solución exponencial y los desplazamientos tienen un comportamiento cosenoidal; al igual que la ecuación 3.12 la ecuación 3.17 se descarta por tener un comportamiento lineal. La solución 3.23 propuesta es la buscada, debido a que el comportamiento de las vibraciones es cosenoidal.

La solución de la ecuación 3.1 es de la forma:

$$u(x,t) = \left(A \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} x + B \cos \frac{\lambda}{a} x \right) (C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t). \quad (3.24)$$

Aplicando las condiciones iniciales y de frontera se procede a obtener el valor de las constantes y con ello la solución a la ecuación de movimiento:

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L+\Delta L} = 0, \quad \text{para } t > 0. \quad (3.25)$$

$$u(0,t) = 0, \quad \text{para } t > 0. \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0, \quad \text{para } 0 < x < l. \quad (3.27)$$

Sustituyendo la ecuación 3.26 en la ecuación 3.24.

$$u(0,t) = \left(A \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} 0 + B \cos \frac{\lambda}{a} 0 \right) (C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t) = 0. \quad (3.28)$$

$$B(C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t) = 0.$$

$$B = 0. \quad (3.29)$$

Derivando parcialmente la ecuación 3.24 con respecto al tiempo y evaluándola para un $t = 0$ y sustituyendo el resultado 3.29.

$$\frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left[A \operatorname{sen}\left(\frac{\lambda}{a} x\right) + B \cos\left(\frac{\lambda}{a} x\right) \right] \left[C \operatorname{sen}(\lambda t) + D \cos(\lambda t) \right] \right] \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = \left[A \operatorname{sen}\left(\frac{\lambda}{a} x\right) \left[\lambda (C \cos(\lambda t) - D \operatorname{sen}(\lambda t)) \right] \right] \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.31)$$

Evaluando en $t = 0$.

$$A \operatorname{sen}\left(\frac{\lambda}{a} x\right) (\lambda C) = 0. \quad (3.32)$$

$$C = 0. \quad (3.33)$$

Sustituyendo 3.29 y 3.33 en 3.24.

$$u(x, t) = \left[A \operatorname{sen}\left(\frac{\lambda}{a} x\right) D \cos(\lambda t) \right]. \quad (3.34)$$

Multiplicando las constantes

$$A = Ax D. \quad (3.35)$$

$$u(x, t) = A \operatorname{sen}\left(\frac{\lambda}{a} x\right) \cos(\lambda t). \quad (3.36)$$

Evaluando la condición de frontera en 3.36.

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L+\Delta L} = 0. \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L+\Delta L} = \frac{\partial}{\partial x} \left[A \operatorname{sen}\left(\frac{\lambda}{a} x\right) \cos(\lambda t) \right] \Big|_{x=L+\Delta L} = 0. \quad (3.38)$$

$$\left[\left(A \cos\left(\frac{\lambda}{a} x\right) \cos(\lambda t) \right) \left(\frac{\lambda}{a} \right) \right] \Big|_{x=L+\Delta L} = 0. \quad (3.39)$$

$$A \cos\left(\frac{\lambda}{a} (L + \Delta L)\right) = 0. \quad (3.40)$$

Para no obtener una solución trivial $A \neq 0$ por lo tanto el argumento del coseno es cero.

$$\frac{\lambda}{a}(L + \Delta L) = \frac{n\pi}{2}, \quad n = 1, 3, 5. \quad (3.41)$$

$$\lambda = \frac{an\pi}{2(L + \Delta L)} \quad o \quad \Delta L = \frac{n\pi a}{2\lambda} - L. \quad (3.42)$$

Si $\lambda = \omega$

$$\omega = \frac{an\pi}{2(L + \Delta L)} \quad o \quad \Delta L = \frac{n\pi a}{2\omega} - L. \quad (3.43)$$

Por definición el desplazamiento inicial en la barrena es.

$$u(\Delta L, t) = u_0 \cos(\omega t). \quad (3.44)$$

Igualando la ecuación 3.36 y 3.44.

$$u_0 \cos(\omega t) = A \sin\left(\frac{\omega}{a} \Delta L\right) \cos(\omega t). \quad (3.45)$$

$$A = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\omega}{a} \Delta L\right)}.$$

Sustituyendo ΔL de 3.43.

$$A = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\omega}{a} \left(\frac{n\pi a}{2\omega} - L\right)\right)} = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{n\pi}{2} - \frac{\omega L}{a}\right)} \quad \text{para } n = 1. \quad (3.46)$$

$$A = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\omega L}{a}\right)}. \quad (3.47)$$

Sabiendo que $L = \frac{a\pi}{2\omega_1}$. (3.48)

$$A = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\omega}{a} \left(\frac{a\pi}{2\omega_1}\right)\right)} = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\omega\pi}{2\omega_1}\right)}. \quad (3.49)$$

$$A = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\omega\pi}{2\omega_1}\right)}. \quad (3.50)$$

Ahora sustituimos cada una de las variables en la ecuación 3.24.

$$B = 0 . \tag{3.29}$$

$$C = 0 . \tag{3.33}$$

$$A = Ax D . \tag{3.35}$$

$$A = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} . \tag{3.50}$$

$$u(x,t) = \left(A \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) + B \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) (C \operatorname{sen}(\omega t) + D \cos(\omega t)) . \tag{3.24}$$

La solución para los desplazamientos longitudinales utilizando las condiciones de frontera e iniciales en los lastrabarrenas es:

$$u(x,t) = \left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right] \cos(\omega t) . \tag{3.51}$$

Donde :

$$\omega_1 = \text{frecuencia natural angular, } \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] .$$

$$\omega = \text{frecuencia de excitación dada por la rotación, } \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] .$$

$$u_0 = \text{desplazamiento inicial, } [\text{cm}]$$

$$a = \text{velocidad de propagación de onda en el acero, } \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] .$$

3.2.1. Fuerza dinámica compresiva en los lastrabarrenas

La fuerza dinámica compresiva en la barrena está en función de los desplazamientos provocados por las vibraciones axiales y torsionales, está definida por:

$$F_{DC} = -EA \frac{\partial u_1(x,t)}{\partial x}. \quad (3.52)$$

E = Módulo de Young, [N/cm²].

A = Área de la sección transversal del lastrabarrena [cm²].

$u_1(x,t)$ = Desplazamiento de la sarta de perforación [cm].

F = Fuerza dinámica compresiva [N].

Aplicando el desplazamiento 3.51 en la ecuación 3.52.

$$F = -EA_1 \frac{\partial}{\partial x} \left[\left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right] \cos(\omega t) \right]. \quad (3.53)$$

$$F = -EA_1 \left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \left(\frac{\omega}{a} \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) \right] \cos(\omega t). \quad (3.54)$$

Fuerza Dinámica Compresiva

$$F_{DC} = -EA_1 \left(\frac{\omega}{a} \right) \frac{\left(\frac{u_0}{100} \right)}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \cos(\omega t). \quad (3.55)$$

E = Módulo de Young, [N/cm²].

A_1 = Área de la sección transversal de los lastrabarrenas, [cm²].

F = Fuerza dinámica compresiva, [N].

ω = Desplazamiento en frecuencia, [rad/s].

ω_1 = Frecuencia natural angular, [rad/s].

u_0 = Desplazamiento inicial, [cm].

a = Velocidad de propagación de la onda en el acero.

$$a = 5130.677872 \left[\frac{m}{s} \right].$$

t = Tiempo, [s].

x = Posición en las lastrabarrenas, [m].

3.3. Desplazamientos en la tubería de perforación extra pesada

La frecuencia natural en el ensamble de fondo depende de la longitud de los lastrarbarrenas. Sin embargo, cuando la tubería de perforación extra pesada y los lastrarbarrenas son usados juntos en el ensamble de fondo, la relación de áreas de las dos tuberías es un factor.

La ecuación de desplazamiento utilizada para los lastrarbarrenas puede ser aplicada a la tubería pesada con sus respectivos cambios en las condiciones de frontera.

Los desplazamientos para la sección de los lastrarbarrenas son:

$$u_1(x,t) = \left(A_1 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) + B_1 \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) (C_1 \operatorname{sen}(\omega t) + D_1 \cos(\omega t)). \quad (3.56)$$

y sus condiciones de frontera iniciales son:

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L+\Delta L} = 0. \quad (3.57)$$

$$u(0,t) = 0. \quad (3.58)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.59)$$

La solución obtenida de la ecuación de movimiento es:

$$u_1(x,t) = \left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right] \cos(\omega t). \quad (3.60)$$

Ahora los desplazamientos para la tubería de perforación extra pesada, con sus condiciones iniciales y de frontera están dadas por:

$$u_2(x,t) = \left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) (C_2 \operatorname{sen}(\omega t) + D_2 \cos(\omega t)). \quad (3.61)$$

$$EA_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \Big|_{x=L_1} = EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=L_1}. \quad (3.62)$$

$$u_1(L_1,t) = u_2(L_1,t). \quad (3.63)$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} \Big|_{t=0} = \frac{\partial u_2}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.64)$$

Aplicando la condición inicial 3.64 en el desplazamiento de los lastrabarrenas y en la tubería de perforación extra pesada.

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.65)$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} \Big|_{t=0} = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1-\frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right] \cos(\omega t) \right] \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.66)$$

$$- \left[\frac{\omega u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1-\frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right] \operatorname{sen}(\omega t) \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.67)$$

$$\boxed{0 = 0.} \quad (3.68)$$

$$\frac{\partial u_2}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.69)$$

$$u_2(x, t) = \left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) (C_2 \operatorname{sen}(\omega t) + D_2 \cos(\omega t)). \quad (3.70)$$

$$\frac{\partial u_2}{\partial t} \Big|_{t=0} = \frac{\partial}{\partial t} \left[\left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) (C_2 \operatorname{sen}(\omega t) + D_2 \cos(\omega t)) \right] \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.71)$$

$$\left[\left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) \lambda (C_2 \cos(\omega t) - D_2 \operatorname{sen}(\omega t)) \right] \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.72)$$

Evaluando en $t = 0$.

$$\left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) \lambda C_2 = 0. \quad (3.73)$$

$$\boxed{C_2 = 0.} \quad (3.74)$$

Sustituyendo C_2 en la ecuación 3.61.

$$u_2(x, t) = \left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \right) (D_2 \cos(\omega t)). \quad (3.75)$$

Multiplicando las constantes por otra constante.

$$A_2 = A_2 x D_2. \quad (3.76)$$

$$B_2 = B_2 x D_2. \quad (3.77)$$

$$u_2(x, t) = \left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \cos(\omega t). \quad (3.78)$$

Aplicando la condición de frontera 3.63.

$$u_1(L_1, t) = u_2(L_1, t). \quad (3.79)$$

$$u_1(x, t) = \left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right] \cos(\omega t). \quad (3.80)$$

$$u_2(x, t) = \left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \cos(\omega t). \quad (3.81)$$

$$\left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) \right) \cos(\omega t) = \left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) \right] \cos(\omega t). \quad (3.82)$$

$$A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} L_1\right). \quad (3.83)$$

$$A_2 + \frac{B_2}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)} = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)}. \quad (3.84)$$

Aplicando la ecuación de frontera 3.62.

$$EA_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \Big|_{x=L_1} = EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=L_1}. \quad (3.85)$$

$$u_1(x, t) = \left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right] \cos(\omega t). \quad (3.86)$$

$$u_2(x, t) = \left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \cos(\omega t). \quad (3.87)$$

$$EA^1_2 \left(\frac{\omega}{a} \right) \left(A_2 \cos \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) - B_2 \operatorname{sen} \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) \right) \cos(\omega t) = EA^1_1 \left[\frac{u_0}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right)} \cos \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) \right] \left(\frac{\omega}{a} \right) \cos(\omega t) \quad (3.88)$$

$$A_2 \cos \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) - B_2 \operatorname{sen} \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) = \left(\frac{A^1_1}{A^1_2} \right) \frac{u_0}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right)} \cos \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right). \quad (3.89)$$

$$A_2 - B_2 \tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) = \left(\frac{A^1_1}{A^1_2} \right) \frac{u_0}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right)}. \quad (3.90)$$

Ahora haciendo un sistema de ecuaciones entre la ecuación 3.89 y 3.90, despejando A_2 de 3.90.

$$A_2 = \left(\frac{A^1_1}{A^1_2} \right) \frac{u_0}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right)} + B_2 \tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right). \quad (3.91)$$

$$\left(\frac{A^1_1}{A^1_2} \right) \frac{u_0}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right)} + B_2 \tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) + \frac{B_2}{\tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right)} = \frac{u_0}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right)}. \quad (3.92)$$

$$B_2 \left(\tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) + \frac{1}{\tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right)} \right) = \frac{u_0}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right)} - \left(\frac{A^1_1}{A^1_2} \right) \frac{u_0}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right)}. \quad (3.93)$$

$$B_2 = \frac{u_0 \left(1 - \left(\frac{A^1_1}{A^1_2} \right) \right)}{\sin \left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \right) \left(\tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) + \frac{1}{\tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right)} \right)}. \quad (3.94)$$

Ahora sustituyendo 3.94 en 3.91.

$$A_2 = \left(\frac{A_1}{A_2} \right) \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} + \left[\frac{u_0 \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right) \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)} \right)} \right] \tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) \quad (3.95)$$

$$A_2 = \frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \left[\left(\frac{A_1}{A_2} \right) + \frac{\left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)\right) \tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)}{\left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)} \right)} \right]. \quad (3.96)$$

Sustituyendo 3.94 y 3.96 en 3.78 para obtener los desplazamientos en la tubería extra pesada.

$$u_2(x, t) = \left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \cos(\omega t). \quad (3.97)$$

$$u_2(x, t) = \left(\left[\frac{u_0}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \left[\left(\frac{A_1}{A_2} \right) + \frac{\left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)\right) \tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)}{\left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)} \right)} \right] \right] \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + \left[\frac{u_0 \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right) \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)} \right)} \right] \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \cos(\omega t)$$

La ecuación 3.98 representa los desplazamientos que se tienen en la tubería pesada a partir de los desplazamientos ocasionados por los lastrabarrenas.

$$u_2(x, t) = \frac{u_0 \cos(\omega t)}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \left[\left(\operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) \left(\frac{A_1^1}{A_2^1}\right) \right) + \frac{\left(1 - \left(\frac{A_1^1}{A_2^1}\right)\right)}{\left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)}\right)} \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right)\right) \right]. \quad (3.98)$$

A_1 = Área de la sección transversal del lastrabarrena [cm^2].

A_2 = Área de la sección transversal de la tubería extra pesada [cm^2].

$\mu_2(x, t)$ = Desplazamiento en la tubería de perforación extra pesada, [cm^2].

ω = Desplazamiento en frecuencia [rad/s].

ω_1 = Frecuencia natural angular, [rad/s].

μ_0 = desplazamiento inicial, [cm].

L_1 = Longitud de los lastrabarrenas, [m].

a = Velocidad de propagación de la onda en el acero.

$$a = 5130.677872 \left[\frac{m}{s} \right].$$

t = Tiempo, [s].

x = Posición en la tubería de perforación extra pesada, [m].

3.3.1. Fuerza dinámica compresiva en la tubería de perforación extra pesada

La fuerza dinámica compresiva en la barrena esta en función de los desplazamientos provocados por las vibraciones axiales y torsionales, está definida por:

$$F_{DC} = -EA_2 \frac{\partial u_2(x,t)}{\partial x}. \quad (3.99)$$

E = Módulo de Young, [N/cm²].

A_2 = Área de la sección transversal de la tubería de perforación extrapesada [cm²]. $u_2(x,t)$ = Desplazamiento de la sarta de perforación [cm].

F_{DC} = Fuerza dinámica compresiva [N].

$$F_{DC} = -EA_2 \frac{\partial u_2(x,t)}{\partial x}. \quad (3.100)$$

$$F_{DC} = -EA_2 \frac{\left(\frac{u_0}{100}\right) \cos(\omega t) \left(\frac{\omega}{a}\right)}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \left[\cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) \left(\frac{A_1^1}{A_1^2}\right) + \frac{\left(1 - \left(\frac{A_1^1}{A_1^2}\right)\right)}{\left(\tan\left(\frac{\omega}{a}L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a}L_1\right)}\right)} \left(\tan\left(\frac{\omega}{a}L_1\right) \cos\left(\frac{\omega}{a}x\right) - \text{sen}\left(\frac{\omega}{a}x\right)\right) \right]. \quad (3.101)$$

E = Módulo de Young, [N/cm²].

A_1 = Área de la sección transversal de los lastrabarrenas, [cm²].

A_2 = Área de la sección transversal de la tubería de perforación extra pesada, [cm²].

F_{DC} = Fuerza dinámica compresiva, [N].

ω = Desplazamiento en frecuencia, [rad/s].

ω_1 = Frecuencia natural angular, [rad/s].

u_0 = Desplazamiento inicial, [cm].

L_1 = Longitud de los lastrabarrenas, [m].

a = Velocidad de propagación de la onda en el acero.

$$a = 5130.677872 \left[\frac{m}{s} \right].$$

t = Tiempo, [s].

x = Posición en la tubería de perforación extra pesada, [m].

3.4. Desplazamiento en la tubería de perforación

Los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas en los lastrarbarrenas son amplificadas en la tubería de perforación extra pesada debido a la relación de áreas que se tiene entre ambas tuberías. Por lo anterior, el desplazamiento se transmite hacia la tubería de perforación debido a la relación de áreas que existe entre la tubería de perforación extra pesada y la tubería de perforación.

La ecuación de desplazamiento utilizada para la tubería de perforación extra pesada puede ser aplicada a la tubería de perforación con sus respectivos cambios en las condiciones de frontera e iniciales.

Los desplazamientos para la sección de la tubería de perforación extra pesada son:

$$u_2(x, t) = \left(A_2 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + B_2 \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) (C_2 \operatorname{sen}(\omega t) + D_2 \cos(\omega t)). \quad (3.102)$$

$$EA_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \Big|_{x=L_1} = EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=L_1}. \quad (3.103)$$

$$u_1(L_1, t) = u_2(L_1, t). \quad (3.104)$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} \Big|_{t=0} = \frac{\partial u_2}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.105)$$

Cuya solución es:

$$u_2(x, t) = \frac{u_0 \cos(\omega t)}{\sin\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \left[\left(\operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) \left(\frac{A_1^1}{A_2^1}\right) \right) + \frac{\left(1 - \left(\frac{A_1^1}{A_2^1}\right)\right)}{\left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)}\right)} \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \right]. \quad (3.106)$$

Sustituyendo variables para facilitar la obtención de la solución:

$$g = \frac{A_1^1}{A_2^1}. \quad (3.107)$$

$$e = \frac{\mu_0}{\operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)}. \quad (3.108)$$

$$f = \frac{\left(1 - \frac{A_1^1}{A_2^1}\right)}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)}}. \quad (3.109)$$

$$u_2(x, t) = e \cos(\omega t) \left[g \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \right]. \quad (3.110)$$

El desplazamiento en la tubería de perforación es:

$$u_3(x, t) = \left(A_3 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + B_3 \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \left(C_3 \operatorname{sen}(\omega t) + D_3 \cos(\omega t) \right). \quad (3.111)$$

Y sus condiciones de frontera e iniciales son:

$$EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=L_2} = EA_3 \frac{\partial u_3}{\partial x} \Big|_{x=L_2}. \quad (3.112)$$

$$u_2(L_2, t) = u_3(L_2, t). \quad (3.113)$$

$$\frac{\partial u_2}{\partial t} \Big|_{t=0} = \frac{\partial u_3}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.114)$$

Aplicando la condición inicial 3.114 en el desplazamiento de la tubería de perforación extra pesada y en la tubería de perforación.

$$\frac{\partial u_2}{\partial t} \Big|_{t=0} = \frac{\partial u_3}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0. \quad (3.115)$$

$$\boxed{C_3 = 0}. \quad (3.116)$$

Aplicando la condición de frontera 3.113 en la ecuación del desplazamiento de la tubería de perforación extra pesada y la tubería de perforación:

$$u_2(L_2, t) = u_3(L_2, t). \quad (3.117)$$

$$A_3 + \frac{B_3}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right)} = e \left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right)} \right) \right]. \quad (3.118)$$

Aplicando la condición de frontera 3.112.

$$EA_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} \Big|_{x=L_2} = EA_3 \frac{\partial u_3}{\partial x} \Big|_{x=L_2}. \quad (3.119)$$

$$A_3 - B_3 \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) = \frac{A_2^1}{A_3^1} e \left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) - \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) \right) \right]. \quad (3.120)$$

Haciendo un sistema de ecuaciones entre 3.118 y 3.120.

$$A_3 = \frac{A_2^1}{A_3^1} e \left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) - \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) \right) \right] + e \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) \left[\frac{\left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right)} \right) \right] - \frac{A_2^1}{A_3^1} e \left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) - \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) \right) \right]}{\left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right)} \right)} \right]. \quad (3.121)$$

$$B_3 = e \left[\frac{\left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right)} \right) \right] - \frac{A_2^1}{A_3^1} e \left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) - \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) \right) \right]}{\left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right)} \right)} \right]. \quad (3.122)$$

Sustituyendo A_3 y B_3 en la solución obtenida para la tubería de perforación:

$$u_3(x,t) = \left(A_3 \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) + B_3 \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \cos(\omega t). \quad (3.123)$$

Sustituyendo A_3 y B_3 en la solución obtenida 3.123.

$$u_3(x,t) = \left(\left(\frac{A_2^1}{A_3^1} e \left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) - \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) \right) \right] \right) \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \cos(\omega t) + \left(\left(e \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) \operatorname{sen}\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) + \cos\left(\frac{\omega}{a} x\right) \right) \left(\frac{\left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right)} \right) \right] - \frac{A_2^1}{A_3^1} e \left[g + f \left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) - \tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) \right) \right]}{\left(\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_2\right)} \right)} \right) \cos(\omega t) \quad (3.124)$$

Donde:

$$g = \frac{A_1^1}{A_2^1}. \quad (3.125)$$

$$e = \frac{\mu_0}{\operatorname{sen}\left(\frac{\pi}{2} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)}. \quad (3.127)$$

$$f = \frac{\left(1 - \frac{A_1^1}{A_2^1}\right)}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a} L_1\right)}}. \quad (3.128)$$

A_1 = Área de la sección transversal de los lastrabarrenas, [cm²].

A_2 = Área de la sección transversal de la tubería de perforación extra pesada, [cm²].

A_3 = Área de la sección transversal de la tubería de perforación, [cm²].

$\mu_3(x,t)$ = Desplazamiento en la tubería de perforación, [cm].

ω = Desplazamiento en frecuencia, [rad/s].

ω_1 = Frecuencia natural angular, [rad/s].

μ_0 = Desplazamiento inicial, [cm].

L_1 = Longitud de los lastrabarrenas, [m].

L_2 = Longitud de la tubería de perforación extra pesada, [m].

a = Velocidad de propagación de la onda en el acero.

$$a = 5130.677872 \left[\frac{m}{s} \right].$$

t = Tiempo, [s].

x = Posición en la sarta de perforación, [m].

3.4.1. Fuerza dinámica compresiva en la tubería de perforación

La fuerza dinámica compresiva en la barrena está en función de los desplazamientos provocados por las vibraciones axiales y torsionales, está definida por:

$$F_{DC} = -EA_3 \frac{\partial u_3(x,t)}{\partial x}. \quad (3.129)$$

E = Módulo de Young, [N/cm²].

A_3 = Área de la sección transversal de la tubería de perforación extra pesada [cm²].

$u_3(x,t)$ = Desplazamiento de la sarta de perforación [cm].

F_{DC} = Fuerza dinámica compresiva [N].

$$F_{DC} = -EA_3 \frac{\partial u_3(x,t)}{\partial x}. \quad (3.130)$$

$$F_{DC} = -EA_3 \frac{\partial u_3 \left(A_3 \operatorname{sen} \left(\frac{\omega}{a} x \right) + B_3 \cos \left(\frac{\omega}{a} x \right) \right) \cos(\omega t)}{\partial x}. \quad (3.131)$$

$$F_{DC} = -EA_3 \left(\frac{\omega}{a} \right) \left(A_3 \cos \left(\frac{\omega}{a} x \right) - B_3 \operatorname{sen} \left(\frac{\omega}{a} x \right) \right) \cos(\omega t). \quad (3.132)$$

Sustituyendo A_3 y B_3 .

$$F_{DC} = \left(\left(\frac{A_2^1}{A_3^1} e \left[g + f \left(\tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) - \tan \left(\frac{\omega}{a} L_2 \right) \right] \right) \cos \left(\frac{\omega}{a} x \right) \right) \cos(\omega t) + \left(\left(e \tan \left(\frac{\omega}{a} L_2 \right) \cos \left(\frac{\omega}{a} x \right) \right) - \operatorname{sen} \left(\frac{\omega}{a} x \right) \right) \left(\frac{\left[g + f \left(\tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) + \frac{1}{\tan \left(\frac{\omega}{a} L_2 \right)} \right) \right] - \frac{A_2^1}{A_3^1} e \left[g + f \left(\tan \left(\frac{\omega}{a} L_1 \right) - \tan \left(\frac{\omega}{a} L_2 \right) \right) \right]}{\left(\tan \left(\frac{\omega}{a} L_2 \right) + \frac{1}{\tan \left(\frac{\omega}{a} L_2 \right)} \right)} \right) \right) \cos(\omega t)$$

(3.133)

Donde:

$$g = \frac{A_1^1}{A_2^1} \quad (3.134)$$

$$e = \frac{\left(\frac{\mu_0}{100}\right)}{\text{sen}\left(\frac{\pi}{2}\left(1 - \frac{\omega}{\omega_1}\right)\right)} \quad (3.135)$$

$$f = \frac{\left(1 - \frac{A_1^1}{A_2^1}\right)}{\tan\left(\frac{\omega}{a}L_1\right) + \frac{1}{\tan\left(\frac{\omega}{a}L_1\right)}} \quad (3.136)$$

E = Módulo de Young, [N/cm²].

F_{DC} = Fuerza dinámica compresiva, [N].

A_1 = Área de la sección transversal de los lastrabarrenas, [cm²].

A_2 = Área de la sección transversal de la tubería de perforación extra pesada, [cm²].

A_3 = Área de la sección transversal de la tubería de perforación, [cm²].

ω = Desplazamiento en frecuencia, [rad/s].

ω_1 = Frecuencia natural angular, [rad/s].

μ_0 = Desplazamiento inicial, [cm].

L_1 = Longitud de los lastrabarrenas, [m].

L_2 = Longitud de la tubería de perforación extra pesada, [m].

a = Velocidad de propagación de la onda en el acero.

$$a = 5130.677872 \left[\frac{m}{s} \right]$$

t = Tiempo, [s].

x = Posición en la tubería de perforación, [m].

3.5. Frecuencia natural de oscilación

El cálculo para la frecuencia natural para ambos modos de vibración (longitudinal y torsional) se toma a partir de la barrena a los lastrabarrenas y de la interfase de los lastrabarrenas a la tubería de perforación extra pesada.

Las limitaciones en la fuerza dinámica compresiva de los lastrabarrenas son tomadas en función a la baja fuerza dinámica compresiva aplicada en el inicio del lastrabarrena por la tubería de perforación extrapesada. Esta baja fuerza dinámica es resultado de la relación de áreas del lastrabarrena y la tubería de perforación extra pesada. A su vez de la relación de áreas en la tubería de perforación y la tubería de perforación extra pesada.

Utilizando la ecuación de movimiento 3.1 y utilizando las condiciones de frontera en la ecuación 3.24 se obtendrá la frecuencia natural.

$$u(x,t) = \left(A \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} x + B \cos \frac{\lambda}{a} x \right) (C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t). \quad (3.137)$$

$$u(0,t) = 0 \quad \text{para } t > 0. \quad (3.138)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0 \quad \text{para } t > 0. \quad (3.139)$$

Utilizando la condición de frontera interna 3.138 y evaluándola en la ecuación 3.137.

$$u(0,t) = \left(A \operatorname{sen} \left(\frac{\lambda}{a} 0 \right) + B \cos \left(\frac{\lambda}{a} 0 \right) \right) (C \operatorname{sen}(\lambda t) + D \cos(\lambda t)) = 0. \quad (3.140)$$

$$B(C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t) = 0. \quad (3.141)$$

$$B = 0. \quad (3.142)$$

Utilizando la constante 3.142 en la ecuación 3.137 y evaluándola en la condición de frontera externa 3.139.

$$\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=L} = \frac{\partial}{\partial x} \Big|_{x=L} \left(\left(A \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} x \right) (C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t) \right) = 0. \quad (3.143)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \Big|_{x=L} \left(\left(A \operatorname{sen} \frac{\lambda}{a} x \right) (C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t) \right) = 0. \quad (3.144)$$

$$\frac{\lambda}{a} \left(A \cos \frac{\lambda}{a} x \right) (C \operatorname{sen} \lambda t + D \cos \lambda t) \Big|_{x=L} = 0. \quad (3.145)$$

$$A \cos \frac{\lambda}{a} L = 0. \quad (3.146)$$

Para evitar una solución trivial el argumento del coseno debe ser cero

$$A \cos \frac{\lambda}{a} L = 0. \quad (3.147)$$

$$\text{cada } \frac{n\pi}{2} = 0; \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (3.148)$$

Igualando los argumentos

$$\frac{\lambda}{a} L = \frac{n\pi}{2}. \quad (3.149)$$

$$\lambda = \frac{an\pi}{2L} \quad \text{si } \lambda = \omega_n. \quad (3.150)$$

$$\omega_n = \frac{an\pi}{2L}. \quad (3.151)$$

Para $n = 1$

Frecuencia angular natural

$$\omega_1 = \frac{a\pi}{2L}. \quad (3.152)$$

$$L = \frac{a\pi}{2\omega_1}. \quad (3.153)$$

Frecuencia natural

$$\omega = 2\pi f. \quad (3.154)$$

$$2\pi f = \frac{a\pi}{2L}. \quad (3.155)$$

$$f_{n1} = \frac{a}{4L} \left[\frac{c}{s} \right]. \quad (3.156)$$

a = Velocidad de propagación de la onda en el acero.

$$a = 5130.677872 \left[\frac{m}{s} \right].$$

$$a = 16832.93265 \left[\frac{ft}{s} \right].$$

L = La longitud del lastrabarrena, [m].

f = Frecuencia natural de oscilación, [c/s].

ω_1 = Frecuencia angular natural, $\left[\frac{rad}{seg} \right]$.

La frecuencia natural depende únicamente de la longitud de los lastrabarrenas.

3.6. Frecuencia de excitación

Mediciones de las vibraciones en la sarta de perforación muestran que los desplazamientos en frecuencia de la barrena son de tres ciclos por revolución como se muestra en la figura 3.2 [2]. Esta frecuencia ha sido medida consistentemente en la barrena y el sistema de rotación por flecha. La vibración vertical en la flecha es el resultado de la rotación de una barrena tricónica y la interacción con la formación.

Núcleos tomados de formaciones de roca dura muestran un patrón de tres lóbulos asociados con la interacción de la barrena con la formación. Los lóbulos surgidos al rotar la sarta de perforación a una baja y alta velocidad de rotación dan como resultado un desplazamiento.

Este tipo de patrón de tres lóbulos produce desplazamientos axiales (longitudinales) y torsionales teniendo frecuencias de tres ciclos por revolución. Estas frecuencias están relacionadas con la velocidad de rotación.

$$f = \frac{3N[RPM]}{60} \tag{3.157}$$

$$f = \frac{N[RPM]}{20} = f[Hz] \tag{3.158}$$

La distancia vertical desde el punto más bajo del lóbulo hasta el punto más alto del lóbulo es de 0.25 a 0.5 [in].

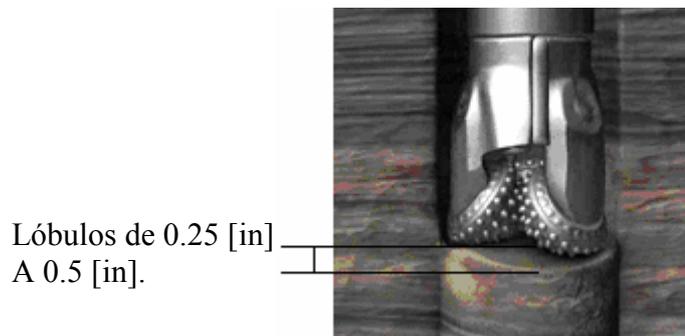


Figura 3.2. Magnitud de los lóbulos.

3.7. Velocidad de rotación crítica

El ensamble de fondo está diseñado con diferentes tamaños de lastrabarrenas, estabilizadores y herramientas de fondo. La velocidad crítica puede determinarse con la frecuencia natural del ensamble de fondo.

Para el siguiente análisis se asume que la sección transversal de los lastrabarrenas es uniforme desde la barrena hasta la interfase con la tubería de perforación extra pesada sin tomar en cuenta la herramienta de fondo [2]. La resonancia en los lastrabarrenas ocurre cuando la frecuencia de la fuente de excitación es la misma que la frecuencia natural de oscilación.

Por lo tanto la velocidad crítica es posible obtenerla mediante la frecuencia de excitación:

$$f = \frac{N[RPM]}{20} = f[Hz]. \quad (3.159)$$

y la frecuencia natural de oscilación:

$$f_n = \frac{a}{4L} \left[\frac{c}{s} \right]. \quad (3.160)$$

Igualando ambas frecuencias:

$$\frac{N[RPM]}{20} = \frac{a}{4L}. \quad (3.161)$$

$$N_{crit} = \frac{5a}{L} [RPM]. \quad (3.162)$$

N_{crit} = Velocidad crítica de rotación de la sarta de perforación, [RPM].

a = Velocidad de propagación de la onda en el acero.

$$a = 5130.677872 \left[\frac{m}{s} \right].$$

$$a = 16832.93265 \left[\frac{ft}{s} \right].$$

L = Longitud del lastrabarrena, [m].

Esta ecuación 3.162 muestra que la velocidad crítica de rotación depende de la longitud de los lastrabarrenas para un modo de vibración axial o longitudinal como se observa en la figura 3.3.

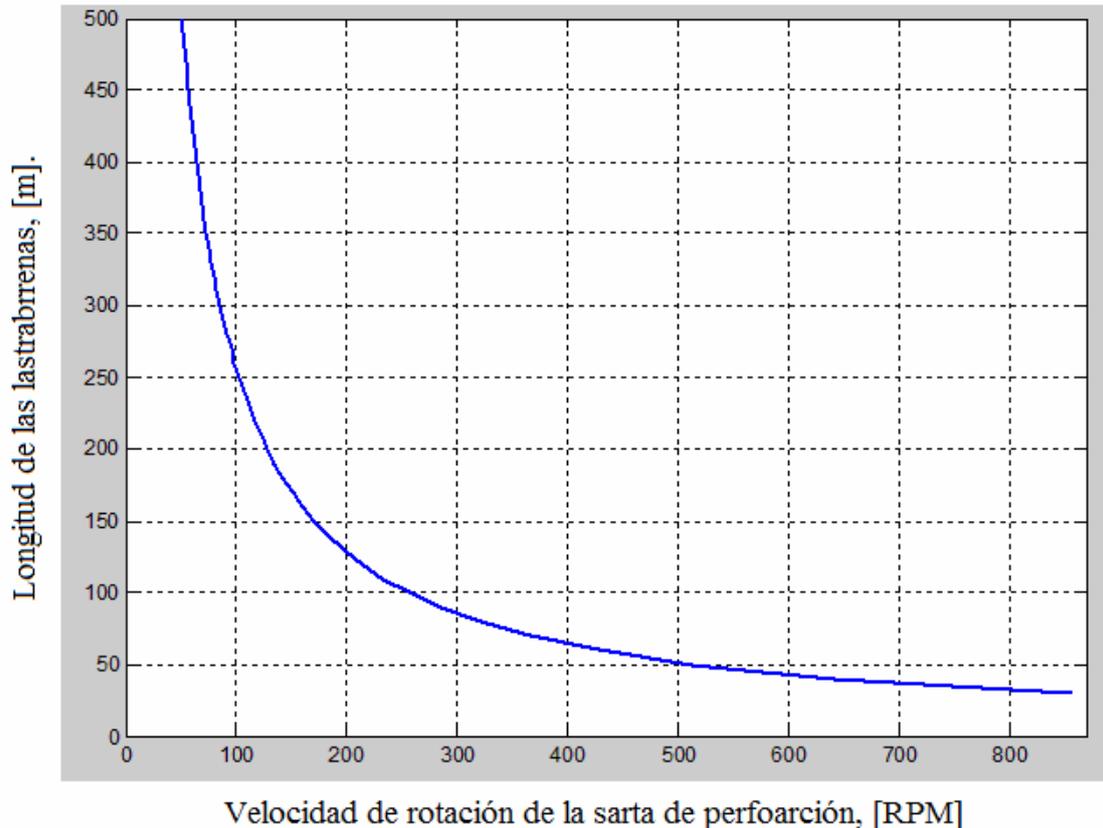


Figura. 3.3 Velocidad crítica de rotación de la sarta de perforación.

3.8. Selección de fases

La selección de fases es otra forma para minimizar las vibraciones e incrementar el ritmo de penetración. El ángulo entre el desplazamiento axial de la barrena y la fuerza dinámica compresiva cambia 180° cuando la frecuencia de excitación pasa a través de la resonancia [17].

Cuando la frecuencia de excitación es menor a la frecuencia de resonancia la fuerza dinámica compresiva está 180° fuera de fase con el desplazamiento. Se róta a una velocidad menor de la velocidad crítica de rotación. Cuando los conos de la barrena giran en la parte alta del lóbulo de la formación se obtiene el mayor desplazamiento en la sarta de perforación y al mismo instante la menor fuerza dinámica compresiva. Esto significa que la máxima fuerza dinámica compresiva impactará en la parte baja del patrón de lóbulos de la formación del fondo del pozo como se observa en la figura 3.4.

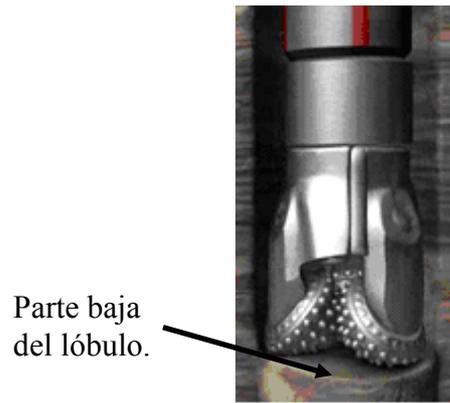


Figura 3.4. Parte baja del lóbulo.

Al rotarse la sarta de perforación por encima de la frecuencia de resonancia, la frecuencia de excitación es mayor a la frecuencia natural de oscilación, la fuerza dinámica compresiva y el desplazamiento se encuentran en fase. Esto significa que la máxima fuerza dinámica compresiva impactará en la parte alta del patrón de lóbulos formados en el fondo del pozo como se observa en la figura 3.5, causando cortes de forma eficiente y rápida.



Figura 3.5. Parte alta de los lóbulos.

En la práctica es usual reducir la velocidad de rotación cuando la sarta de perforación está vibrando severamente, sin embargo al incrementar la velocidad de rotación mas allá de la velocidad crítica de rotación puede disminuirse la fuente de excitación de las vibraciones mecánicas al grado de eliminarse.

En el capítulo siguiente se hizo la aplicación del modelo matemático en cuatro pozos de la región sur y el desarrollo del diagrama de flujo se encuentra en el apéndice A-4 con el programa del modelo matemático en el apéndice A-5. El programa del modelo matemático de las vibraciones mecánicas se realizó en Fortran.

En el capítulo siguiente se hace la aplicación del modelo matemático de vibraciones mecánicas en pozos de la región sur. Este modelo matemático puede aplicarse antes, durante y después de la perforación.

Capítulo IV

Análisis de las vibraciones mecánicas en pozos de la Región Sur

4.1. Introducción

Las vibraciones mecánicas son inevitables en la sarta de perforación. Sin embargo el grado de severidad de las vibraciones mecánicas y sus consecuencias sobre el proceso de perforación dependen del diseño del ensamble de fondo de la sarta de perforación, de la formación perforada y en gran medida de la elección de los parámetros de perforación, peso sobre barrena y velocidad de rotación de la sarta de perforación.

La sarta de perforación es una estructura con un diámetro muy pequeño en comparación con su longitud; esto aunado al hecho de que posee un diámetro menor que el pozo perforado provoca que dicha estructura choque continuamente con las paredes del pozo, haciendo que se produzcan vibraciones laterales y axiales.

Estas vibraciones mecánicas cuando son muy severas reducen la vida útil de la barrena, e inclusive pueden producir la fractura de algunos componentes de la barrena y de la sarta de perforación. Disminuyen la velocidad de operación incrementando costos y tiempos de perforación de pozos.

Los casos que a continuación se analizan son en la etapa de 17 1/2", que es donde se reporta la mayor magnitud de vibraciones mecánicas, daños a la sarta de perforación. Esta etapa es la que tiene la mayor longitud de agujero descubierto y una duración aproximadamente de 5 semanas de perforación.

4.2. Aplicación del Modelo Matemático

Los análisis de vibraciones mecánicas se llevarán a cabo en la etapa de 17 ½” que es en la cual se observan las vibraciones mecánicas de mayor magnitud y se tiene la mayor longitud de agujero descubierto. En esta etapa por lo general se utiliza una barrena tricónica para perforar que es la que genera vibraciones mecánicas más severas durante la perforación.

El análisis de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación se hace bajo el concepto de frecuencia natural de oscilación, que es excitada por la frecuencia generada por la velocidad de rotación hasta llegar a un estado de resonancia.

Las vibraciones mecánicas producen desplazamientos axiales, torsionales y laterales en la sarta de perforación; la severidad de las vibraciones mecánicas depende de la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación y el diseño del ensamble de fondo, debido a que el ensamble de fondo amplifica las vibraciones mecánicas. La frecuencia natural de oscilación depende de la longitud del área transversal homogénea y la velocidad de propagación de la onda en el acero.

Cuando la frecuencia natural de oscilación es la misma que la frecuencia de excitación se llega a un estado de resonancia, que es destructivo para los elementos de la sarta de perforación si se mantiene el estado de resonancia.

El análisis de las vibraciones mecánicas se puede llevar en cualquier etapa del pozo, tanto en el diseño, durante la perforación y después de la perforación para utilizar la información como pozo de correlación en un pozo futuro a perforar.

La aplicación del modelo matemático se realizó en distintas etapas en los siguientes pozos:

- Diseño.
 - Juspi 101A.
 - Jujo 23B.
- Durante la perforación.
 - Platanal 5212.
- Al término de la perforación.
 - Tiakin 1.

Para el análisis de los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas se modifican los parámetros tanto de la fuente de excitación como la longitud de las áreas homogéneas en el ensamble de fondo:

- Velocidad de rotación, [RPM].
- Longitud del ensamble de fondo.

Se hace una comparación con el comportamiento de la sarta de perforación a condiciones de trabajo.

4.3. Pozo Tiakin 1

El pozo Tiakin es un pozo exploratorio que se ubica en el estado de Tabasco, municipio de Huimanguillo, de tipo terrestre, como se puede ver en la figura 4.1. Este pozo manejó un sistema de rotación de mesa rotaria y barrenas tricónicas para la perforación de la etapa de 17 ½". La sarta de perforación empleada se utilizó para mantener la verticalidad del pozo.

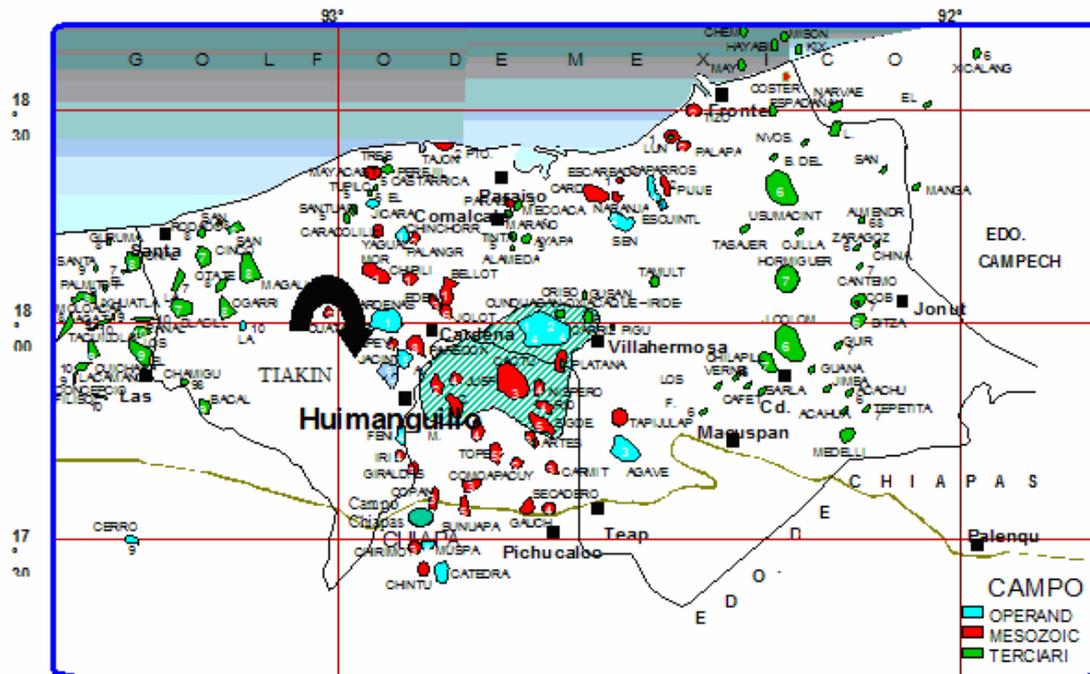


Figura 4.1. Ubicación geográfica del pozo Tiakin 1.

El objetivo de la simulación matemática fue obtener los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación y el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva, que presenta la sarta de perforación en función de los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas en la etapa de perforación de 17 ½"; esta simulación se llevó a cabo después de haberse perforado la etapa.

Se simuló el modelo matemático de vibraciones mecánicas en dos configuraciones de sarta de perforación en la etapa de 17 ½", para diferentes velocidades de rotación y variando la longitud del área homogénea 1.

La simulación matemática es posible llevarla en cualquier etapa de la perforación, pero en este caso se hizo en la etapa de 17 ½" por ser la etapa en la cual se reportan problemas más severos de vibraciones mecánicas en la sarta de perforación a nivel mundial y presentarse la mayor longitud de agujero descubierto.

4.3.1. Sarta de perforación etapa de 17 1/2", pozo Tiakin

La sarta de perforación simulada tiene la siguiente configuración:

Descripción	Longitud [m]
Tubería de perforación, 5" x 3" °G.	2557
Combinación NC-46 x NC-50.	1.0
Tubería de perforación extra pesada, 5" x 3".	110.0
Combinación NC-46 x NC-50.	1.0
Martillo hidromecánico, 8" x 2.132".	5.46
Lastrabarrena normal, 8" x 2 13/16".	55.16
Combinación 7 5/8" regular x 6 5/8".	2.42
Estabilizador de 9 1/2" x 17 1/2" x 3".	2.46
Lastrabarrena normal, 9 1/2" x 3".	9.41
Estabilizador de 9 1/2" x 17 1/2" x 3".	2.46
Lastrabarrena normal, 9 1/2" x 3".	9.41
Estabilizador de 9 1/2" x 17 1/2" x 3".	2.46
Lastrabarrena normal, 9 1/2" x 3".	9.41
Sub-Circulación, 9 1/2" x 3".	3.0
Doble caja estabilizado 9 1/2" x 17 1/2" x 3".	2.15
Barrena tricónica, 17 1/2".	0.42

Longitud total de la sarta de perforación 2773.22 [m].

Para la simulación se determinaron tres áreas, en las cuales el área transversal de la sarta de perforación es homogénea.

La velocidad crítica de rotación de la sarta de perforación para las dos simulaciones del pozo Tiakin 1 se muestra en la figura 4.2.

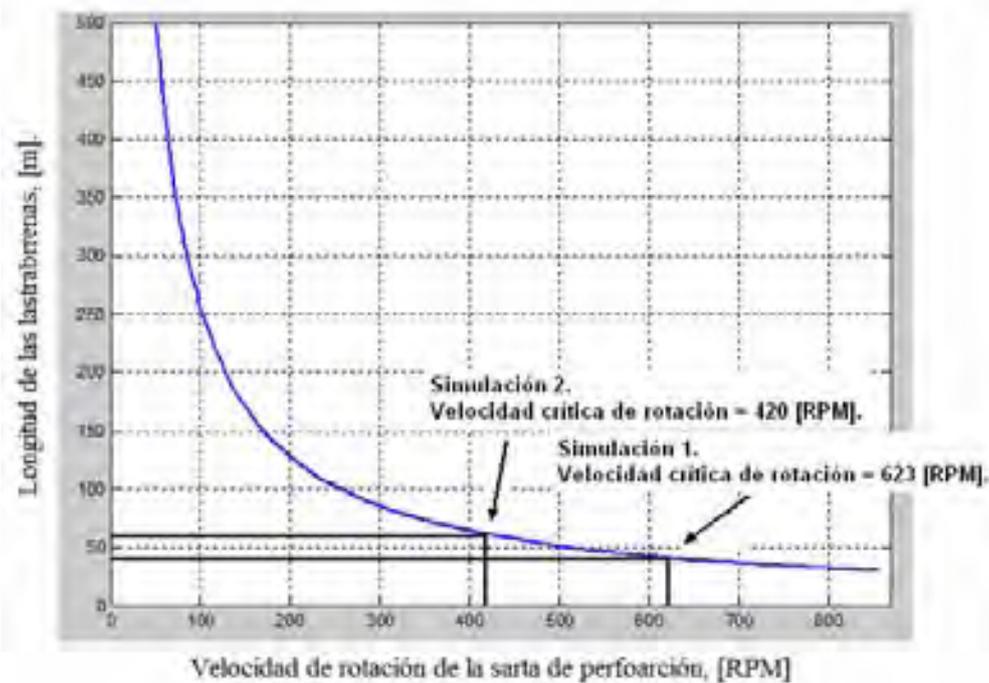


Figura 4.2. Velocidad crítica de rotación, pozo Tiakin 1.

4.3.2. Simulación 1, pozo Tiakin 1

Se simuló matemáticamente la sarta de perforación a una velocidad de rotación de 120 hasta 160 [RPM] y con una longitud de área homogénea 1 de 41.18 [m] como se observa en la figura 4.2, con un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. En el caso de los estabilizadores se asume el área efectiva en la conexión de las tuberías.

Datos de entrada y áreas homogéneas:

Rango de velocidades de rotación:
120-160 [RPM].

Área 1.
Longitud 1: 41.18 [m] .
Do= 9.5[in], Di= 3[in].

Área 2.
Longitud 2: 64.04 [m].
Do= 8 [in], Di= 2.132[in].

Área 3.
Longitud 3: 2668 [m].
Do= 5[in], Di= 3[in].

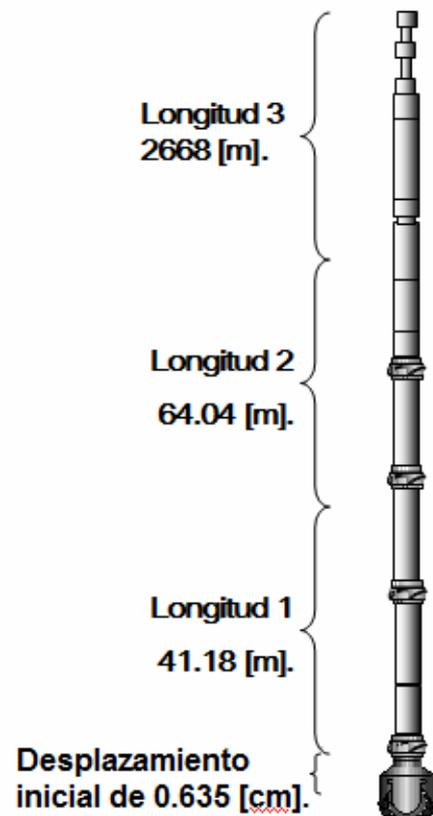


Figura 4.3. Sarta de perforación etapa de 17 ½”, pozo Tiakin 1.

En la figura 4.4 se observa el comportamiento de los desplazamientos en la sarta de perforación provocados por las vibraciones mecánicas utilizando como fuente de excitación la velocidad de rotación y un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. La simulación se hizo utilizando diferentes velocidades de rotación, desde 120 hasta 160 [RPM].

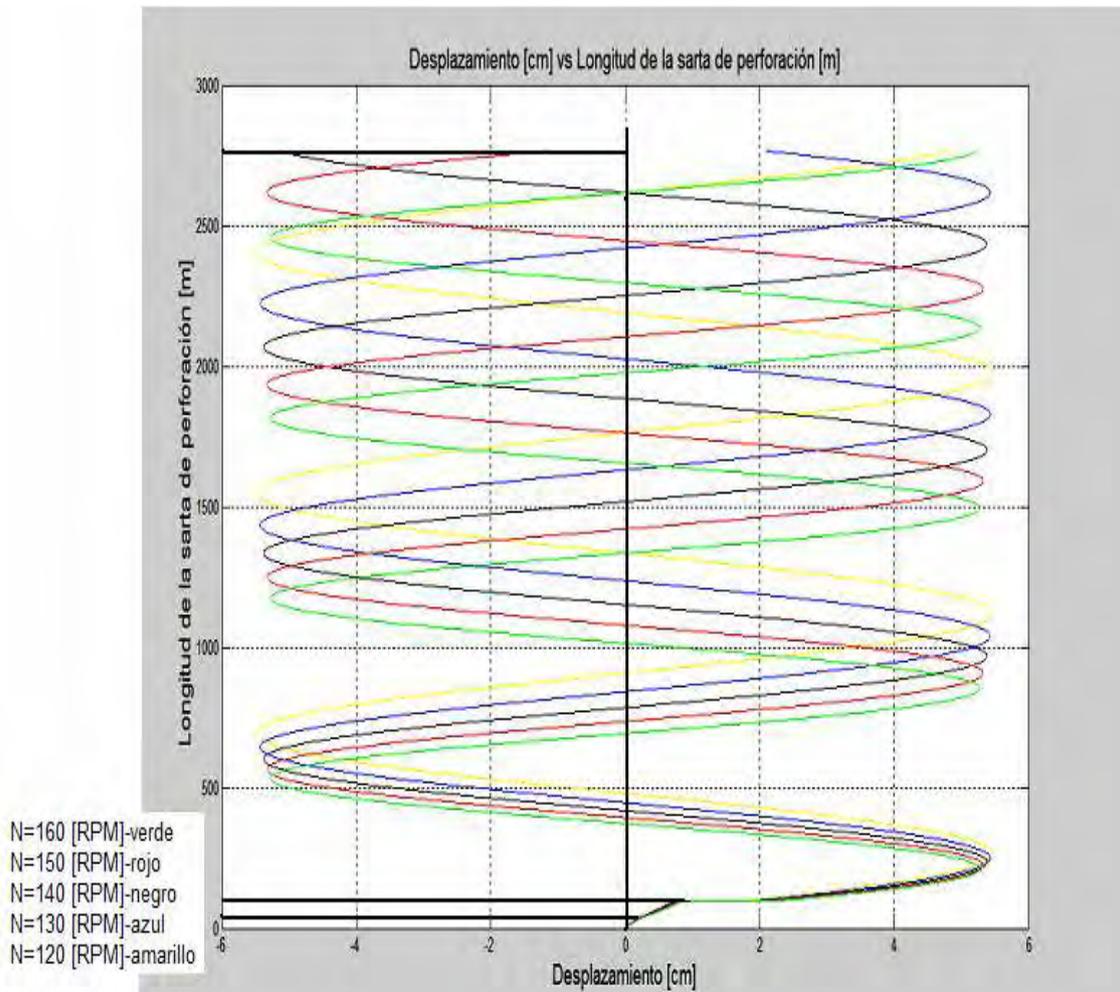


Figura 4.4. Desplazamientos, pozo Tiakin 1.

La figura de desplazamientos muestra que a velocidades de rotación mayores se tiene una magnitud mayor de desplazamientos. Estos desplazamientos se incrementan al acercarse a la velocidad crítica de rotación que es de 623 [RPM] para esta configuración de sarta de perforación, debido a que las vibraciones mecánicas son mayores.

Los desplazamientos resultantes se traducen en una mayor fricción de la sarta de perforación con las paredes del pozo, desgaste y fatiga para los elementos que componen la sarta de perforación.

En la figura 4.5 se observa el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva a diferentes velocidades de rotación desde 120 hasta 160 [RPM]. La fuerza dinámica compresiva depende de la magnitud de los desplazamientos que se tengan en la sarta de perforación.

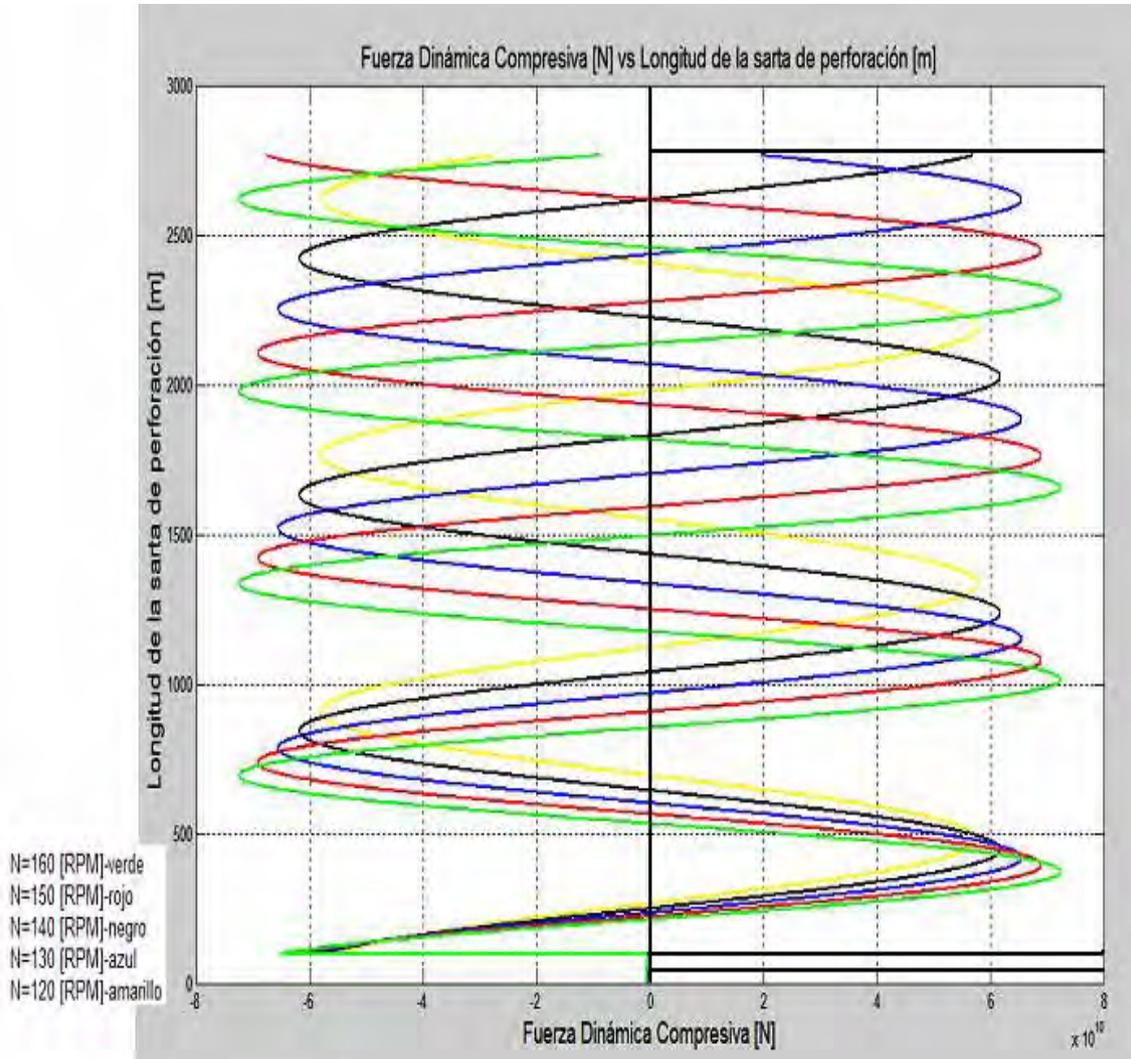
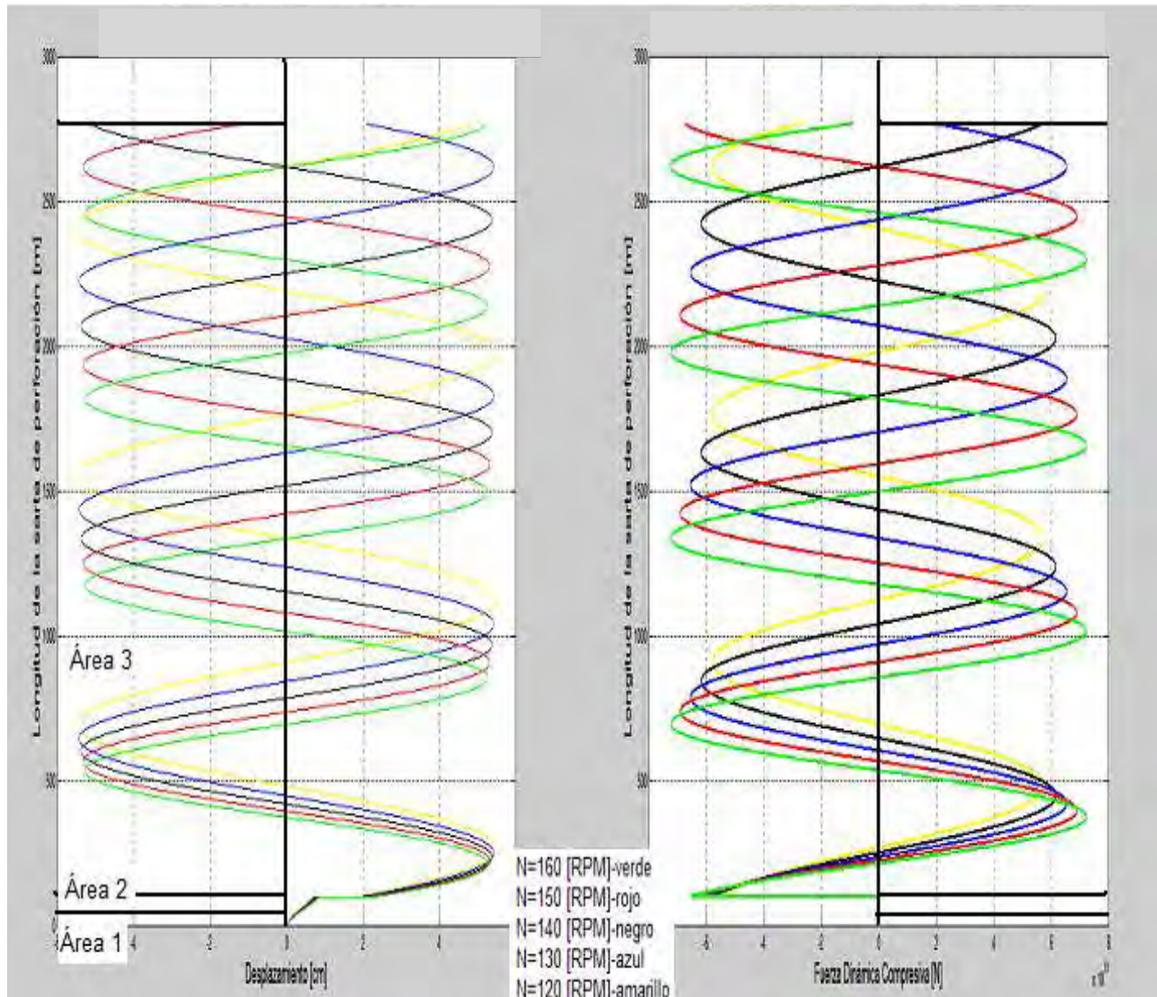


Figura 4.5. Fuerza dinámica compresiva, pozo Tiakin 1.

La fuerza dinámica compresiva es negativa por que se encuentra rotando la sarta de perforación por debajo de la velocidad crítica de rotación que es de 623 [RPM]. La mayor fuerza dinámica compresiva se libera en el cuerpo de la sarta de perforación en lugar de liberarse en la formación, lo que indica que no se tendrá un buen ritmo de penetración.

Para mejorar la fuerza dinámica compresiva es necesario ampliar la longitud del lastrabarrena en el área homogénea 1, con lo cual se modificaría el valor de la frecuencia natural de oscilación y se incrementaría la magnitud de la fuerza dinámica compresiva en la barrena.

En la figura 4.6 se observa una comparación entre los desplazamientos que se tienen en la sarta de perforación y la fuerza dinámica compresiva que son el resultado de las vibraciones mecánicas.



Grafica 4.6. Comparación del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación, pozo Tiakin 1.

Se observa que la figura 4.6 del desplazamiento y de la fuerza dinámica compresiva están fuera de fase, esto se debe a que la rotación de la sarta de perforación se hace por debajo de la velocidad crítica de rotación, para que se encuentren en fase el desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva es necesario incrementar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1 con el fin de modificar la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación, disminuir la velocidad crítica y mejorar el ritmo de penetración.

La velocidad de rotación crítica para este diseño de sarta de perforación es de 623 [RPM], que es un velocidad de rotación muy alta e imposible de implementar en la perforación por lo cual es recomendable la ampliación de la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1 o la implementación de un amortiguador de vibraciones mecánicas lo que disminuiría la velocidad crítica de rotación.

4.3.3. Simulación 2, pozo Tiakin 1

La simulación 2 se hizo con el mismo diseño de sarta de perforación utilizando un área homogénea 1 mayor en 20 [m] a la anterior, es decir 61.18[m], como se observa en la figura 4.7. Las condiciones de rotación en la sarta de perforación se mantuvieron de 120 a 160 [RPM] con un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. En el caso de los estabilizadores se asume el área efectiva en la conexión de las tuberías.

La longitud de la sarta de perforación no se alteró y tan solo se le disminuyeron 20 [m] de tubería de perforación para incrementársela en los lastrabarrenas, utilizando una longitud total de la sarta de perforación de 2773.22 [m].

Datos de entrada y áreas homogéneas:

Rango de velocidades de rotación:
120-160 [RPM].

Área 1
Longitud 1: 61.18 [m] .
Do= 9.5[in], Di= 3[in].

Área 2
Longitud 2: 64.04 [m].
Do= 8 [in], Di= 2.132[in].

Área 3
Longitud 3: 2648 [m].
Do= 5[in], Di= 3[in].

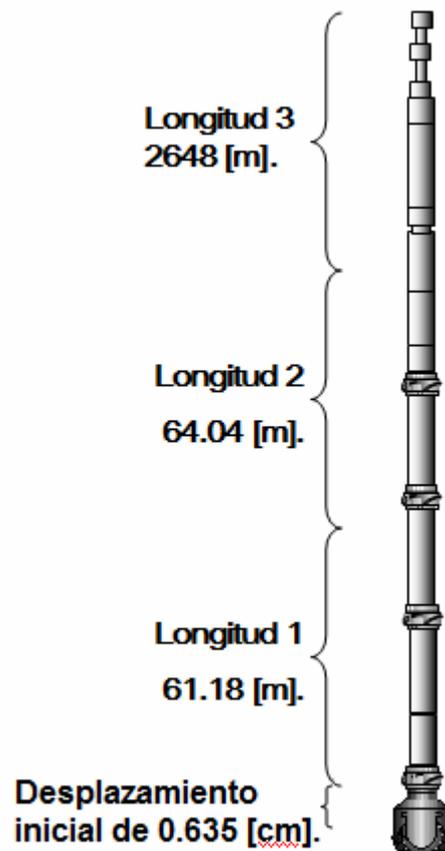


Figura 4.7. Sarta de perforación etapa de 17 1/2", pozo Tiakin 1.

En la figura 4.8 se observa el comportamiento de los desplazamientos en la sarta de perforación provocados por las vibraciones mecánicas utilizando como fuente de excitación la velocidad de rotación y un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. La simulación se hizo utilizando diferentes velocidades de rotación, desde 120 hasta 160 [RPM].

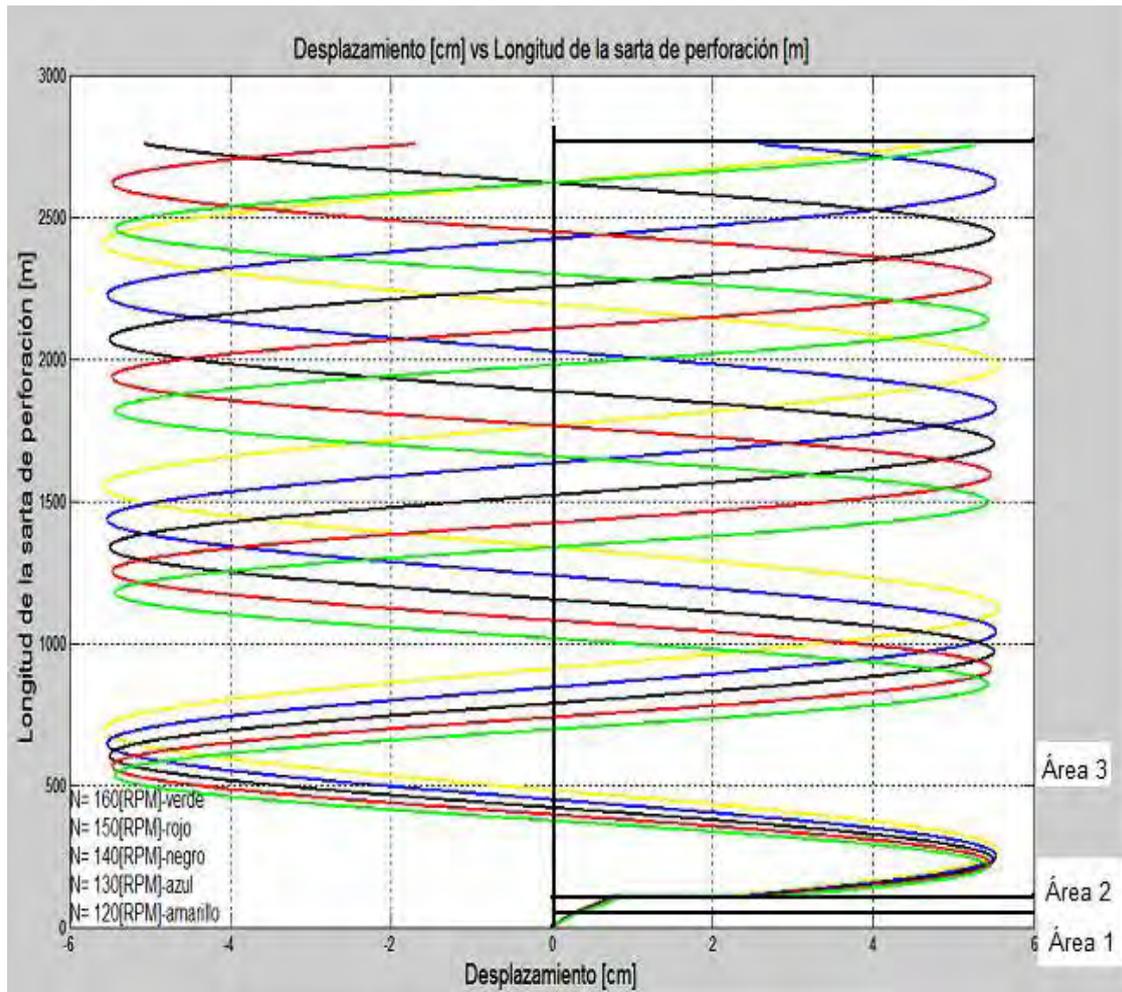


Figura 4.8. Desplazamientos, pozo Tiakin 1.

Al hacer la simulación matemática en la sarta de perforación se encontró que a velocidades de rotación mayores se tiene una magnitud mayor de desplazamientos. Estos desplazamientos se incrementan al acercarse a la velocidad crítica de rotación que es de 420 [RPM] para esta configuración de sarta de perforación, debido a que las vibraciones mecánicas son mayores.

Los desplazamientos resultantes se traducen en una mayor fricción de la sarta de perforación con las paredes del pozo, desgaste y fatiga para los elementos que componen la sarta de perforación.

En la figura 4.9 se observa el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva a diferentes velocidades de rotación desde 120 hasta 160 [RPM]. La fuerza dinámica compresiva depende de la magnitud de los desplazamientos que se tengan en la sarta de perforación.

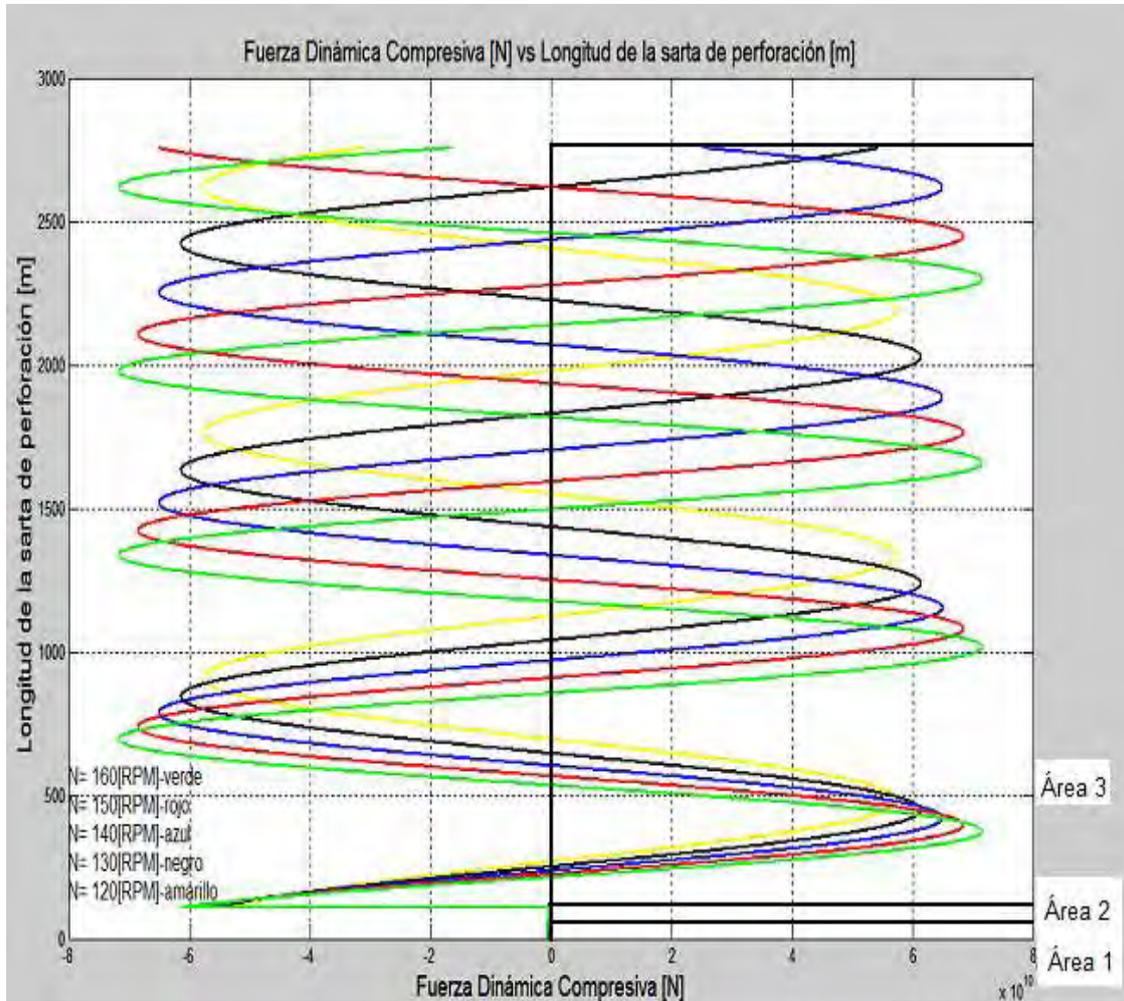


Figura 4.9. Fuerza dinámica compresiva, pozo Tiakin 1.

La fuerza dinámica compresiva es negativa por que se encuentra rotando la sarta de perforación por debajo de la velocidad crítica de rotación que es de 420 [RPM]. La mayor fuerza dinámica compresiva se libera en el cuerpo de la sarta de perforación en lugar de que se libere en la formación, lo que indica que no se tendrá un buen ritmo de penetración.

Para mejorar la fuerza dinámica compresiva es necesario ampliar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1, con lo cual se modificaría el valor de la frecuencia natural de oscilación pudiéndose rotar a una velocidad superior a la velocidad crítica de rotación e incrementar la magnitud de la fuerza dinámica compresiva en la barrena y no en el cuerpo de la sarta de perforación.

En la figura 4.10 se observa una comparación entre los desplazamientos que se tienen en la sarta de perforación y la fuerza dinámica compresiva que son el resultado de las vibraciones mecánicas.

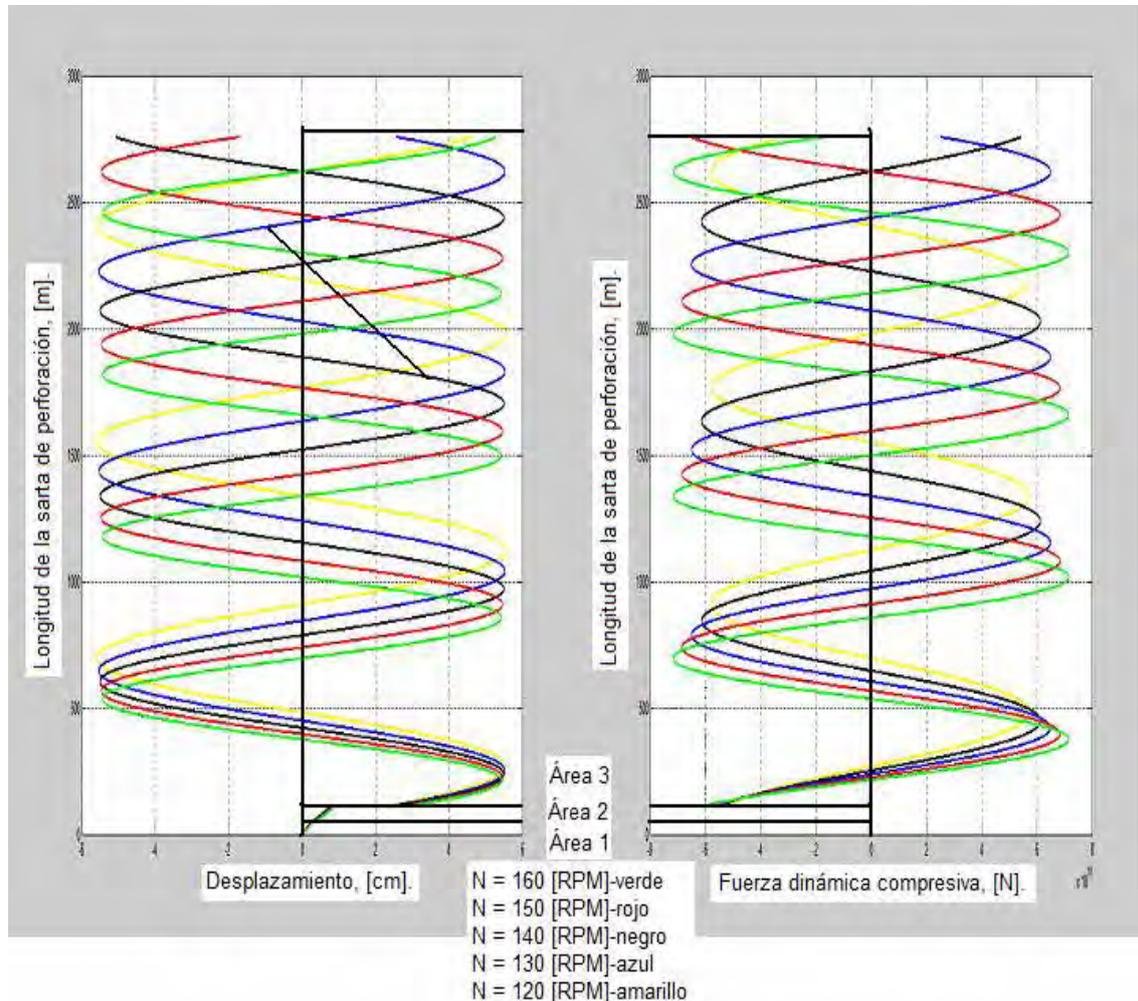


Figura 4.10. Comparación del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación, pozo Tiakin 1.

La grafica del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva se encuentran fuera de fase debido a que la rotación de la sarta de perforación se hace por debajo de la velocidad crítica de rotación, para que se encuentren en fase el desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva es necesario incrementar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1 con el fin de modificar la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación y así rotar por encima de la velocidad crítica.

La velocidad de rotación crítica para este diseño de sarta de perforación es de 420 [RPM], que es un velocidad de rotación muy alta e imposible de implementar en la perforación por lo cual es recomendable la ampliación de la longitud de las lastrabarrenas en el área homogénea 1 o la implementación de un amortiguador de vibraciones mecánicas lo que disminuiría la velocidad crítica de rotación.

4.3.4. Conclusiones, pozo Tiakin 1

Con las simulaciones matemáticas anteriores se puede hacer una comparación entre los desplazamientos obtenidos con una longitud de área homogénea 1 de 41.18 [m] y 61.18 [m]. La diferencia entre los desplazamientos es muy pequeña pero al incrementar la longitud del área homogénea 1 se modifica la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación y con esto la fuerza dinámica compresiva.

Al modificar la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación es posible sobrepasar la frecuencia de resonancia y con ello optimizar el ritmo de penetración, puesto que se tendrían al desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en fase.

En el caso de incrementar en 20 [m] la longitud del ensamble de fondo se bajó de 623 [RPM] a 420 [RPM] la velocidad crítica de rotación, la fuerza dinámica compresiva es mayor en la barrena que en el cuerpo de la sarta de perforación. Al hacer este cambio en el diseño de la sarta de perforación se contempla que el punto neutro este dentro del los lastrabarrenas y el peso en la barrena sea el suficiente para perforar.

Es recomendable manejar una mayor velocidad de rotación que incrementaría la fuerza dinámica compresiva en la barrena, manejando la configuración original de la sarta de perforación, o utilizar un amortiguador el cuál modificaría la frecuencia natural de oscilación sin incrementar la longitud del área homogénea 1 y con ello disminuiría la velocidad crítica de rotación, optimizando el ritmo de penetración.

4.4. Pozo Platanal 5212

El pozo Platanal 5212 es un pozo que se ubica en el estado de Tabasco, cerca de Villahermosa, es un pozo de tipo terrestre como se puede ver en la figura 4.11. Este pozo maneja un sistema de rotación de elevador de sartas (top drive) que contiene un amortiguador de vibraciones mecánicas en la parte superior y barrena PDC para la perforación de la etapa de 17 ½". La sarta de perforación empleada es pendular para reducir ángulo de inclinación.

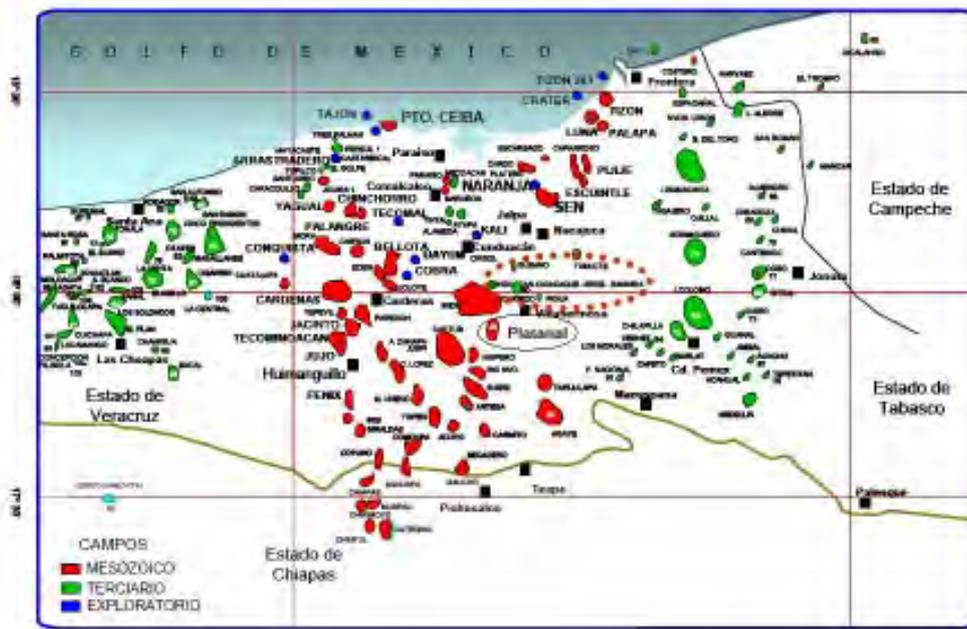


Figura 4.11. Ubicación geográfica del pozo Platanal 5212.

Se perforó el intervalo de 2731 [m] hasta 3127 [m] utilizando una sarta pendular de perforación que contenía estabilizadores, lastrabarras y una barrena PDC de 17 ½".

Los parámetros monitoreados en esta etapa fueron: peso sobre barrena, velocidad de rotación y ritmo de penetración, como se observa en la tabla 4.2.

Primeros datos				Últimos datos			
Profundidad	Ton	RPM	min/m	Profundidad	Ton	RPM	min/m
2731	2	130	15	3122	5	160	6
2732	2	150	15	3123	5	160	8
2733	6	140	5	3124	5	160	6
2734	6	140	5	3125	5	160	8
2735	6	140	5	3126	5	160	10
2736	6	140	30	3127	5	160	10

Tabla 4.2. Parámetros monitoreados, pozo Platanal 5212.

Se utilizó una barrena PDC debido a que la etapa perforada de 17 1/2" contenía intercalaciones de lutitas y arenas, como se observa en la figura 4.12. Estas intercalaciones provocaban que los tiempos en el ritmo de penetración se incrementaran.

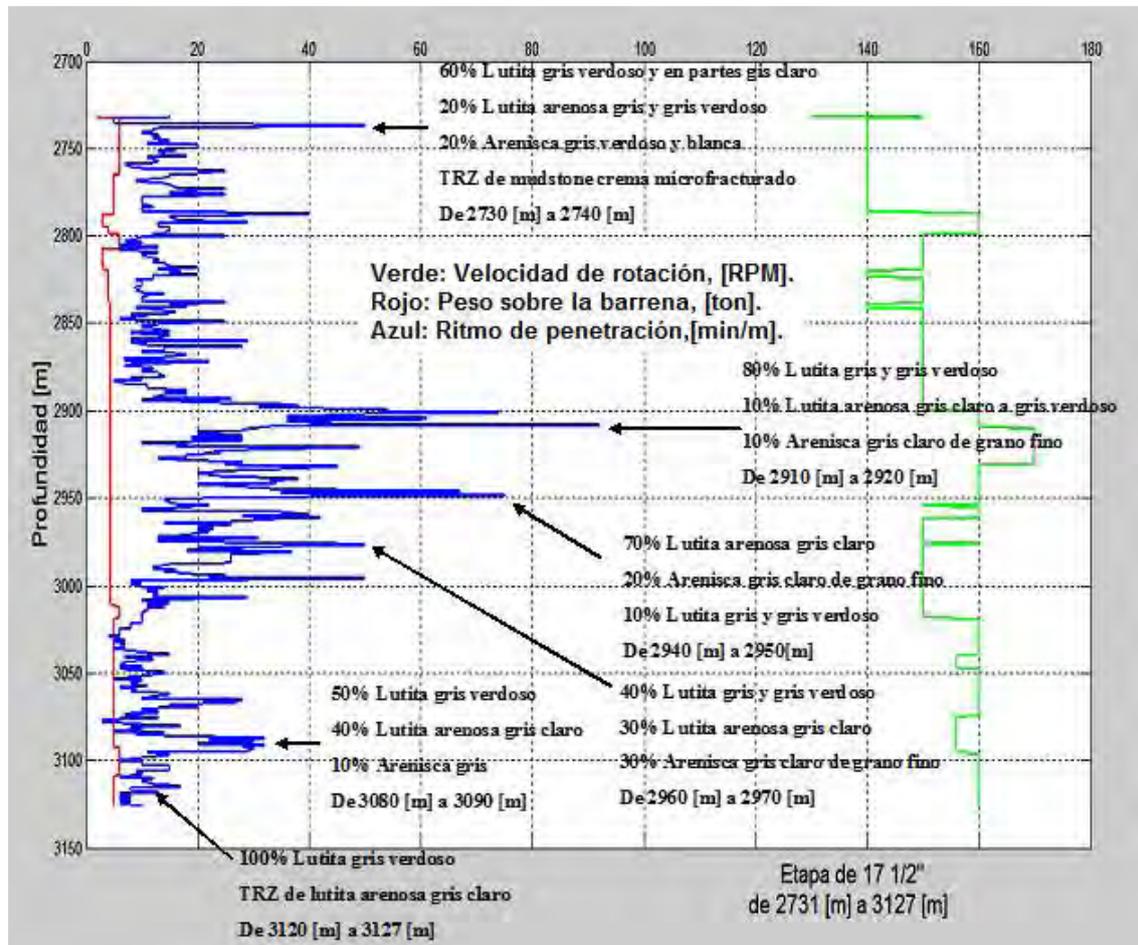


Figura 4.12. Parámetros monitoreados, pozo Platanal 5212.

El objetivo de la simulación matemática fue obtener los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas y el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva que se presentan en la sarta de perforación en función de los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas en la etapa de perforación de 17 1/2", esta simulación se hizo después de haberse perforado la etapa.

Se simuló el modelo matemático de vibraciones mecánicas en dos configuraciones de sarta de perforación en la etapa de 17 1/2", para diferentes velocidades de rotación y variando la longitud del área homogénea 1.

4.4.1. Sarta de perforación etapa de 17 1/2”, pozo Platanal 5212

La sarta de perforación simulada tiene la siguiente configuración:

Descripción	Longitud [m]
Tubería de perforación, 5” x 3” °G.	2401.59
Combinación NC-46 x NC-50.	1.0
Tubería de perforación extrapesada, 5” x 3”.	111.0
Combinación 6 5/8” reg (P) x 4 1/2” IF (b).	1.0
Lastrabarrena normal, 8” x 2.316”.	27.78
Martillo hidromecánico, 8” x 2.132”.	5.46
Lastrabarrena normal, 8” x 2.316”.	27.78
Combinación 7 5/8” reg (P) x 6 5/8” reg (b).	1.0
Estabilizador aleta integral, 9 1/2” x 17 1/4” x 3”.	2.46
Herramienta MWD, 9 1/2” x 3”.	5.0
Lastrabarrena monel, 9 1/2” x 3”.	6.69
Estabilizador aleta integral, 9 1/2” x 17 3/8” x 3”.	2.46
Lastrabarrena normal, 9 1/2” x 3”.	18.82
Porta barrena liso con válvula de contrapresión.	1.0
Barrena PDC de 17 1/2”.	0.42

Longitud total de la sarta de perforación es de 2613.46 [m].

Para la simulación se determinaron tres áreas, en las cuales el área transversal de la sarta de perforación es homogénea.

La velocidad crítica de rotación para el diseño de la sarta de perforación en las dos simulaciones se muestra en la figura 4.13.

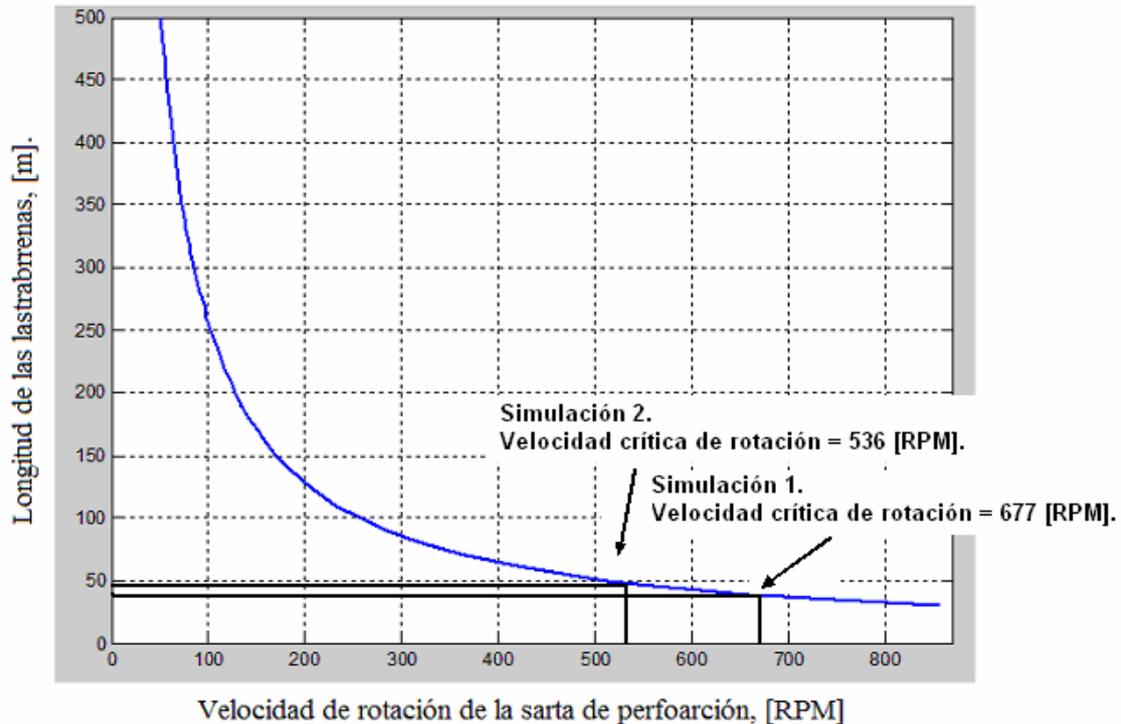


Figura 4.13. Velocidad crítica de rotación, pozo Platanal 5212.

4.4.2. Simulación 1, pozo Platanal 5212

Se simuló matemáticamente la sarta de perforación a una velocidad de rotación de 120 hasta 180 [RPM] y con una longitud de área homogénea 1 de 37.85 [m] como se observa en la figura 4.14, con un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. En el caso de los estabilizadores se asume el área efectiva en la conexión de las tuberías.

Datos de entrada y áreas homogéneas:

Rango de velocidades de rotación:
120-180 [RPM].

Área 1.

Longitud 1: 37.85 [m] .
Do= 9.5[in], Di= 3[in].

Área 2.

Longitud 2: 62.02 [m].
Do= 8 [in], Di= 3 [in].

Área 3.

Longitud 3: 2513.59 [m].
Do= 5[in], Di= 3[in].

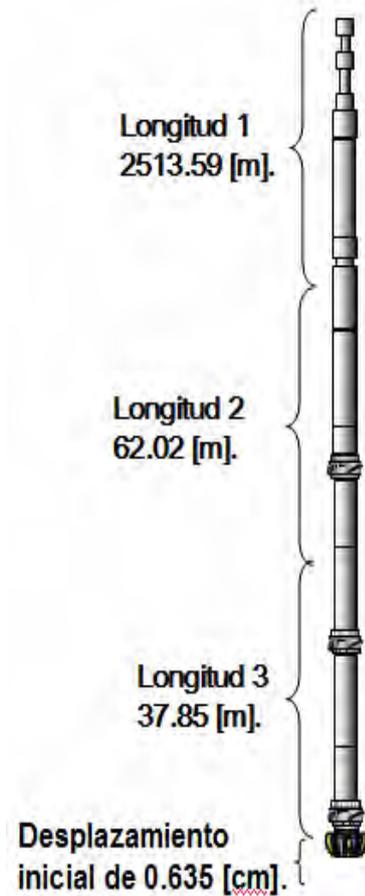


Figura 4.14. Sarta de perforación etapa de 17 ½”, pozo Platanal 5212.

En la figura 4.15 se observa el comportamiento de los desplazamientos en la sarta de perforación provocados por las vibraciones mecánicas utilizando como fuente de excitación la velocidad de rotación y un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. La simulación se hizo utilizando diferentes velocidades de rotación, desde 120 hasta 180 [RPM].

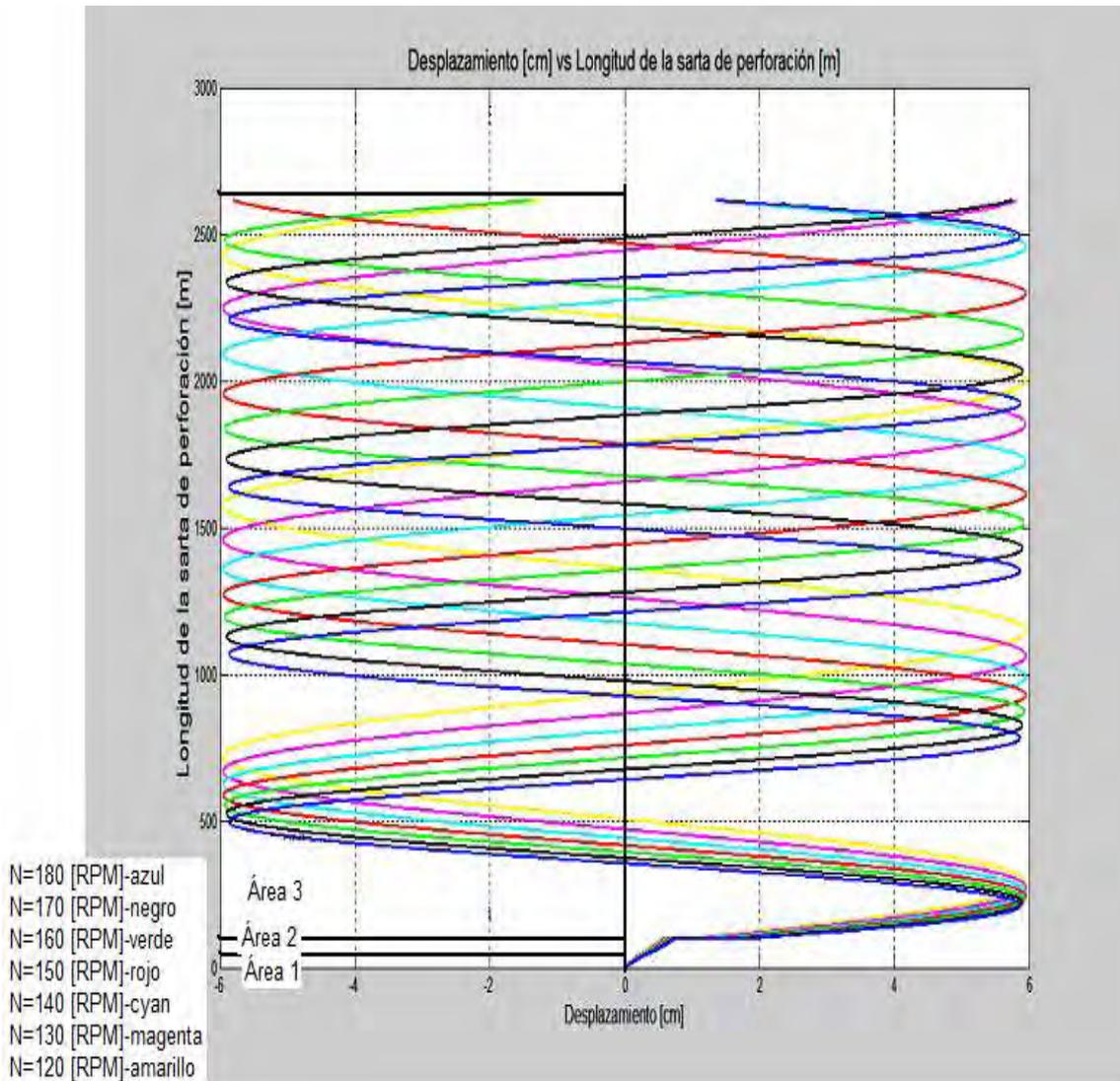


Figura 4.15. Desplazamientos, pozo Platanal 5212.

En figura 4.15 muestra que los desplazamientos a velocidades de rotación altas tienen una magnitud mayor de desplazamientos. Estos desplazamientos se incrementan al acercarse a la velocidad crítica de rotación de 677 [RPM] para esta configuración de sarta de perforación, debido a que las vibraciones mecánicas son mayores.

Los desplazamientos resultantes se traducen en una mayor fricción de la sarta de perforación con las paredes del pozo, desgaste y fatiga para los elementos que componen la sarta de perforación.

En la figura 4.16 se observa el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva a diferentes velocidades de rotación desde 120 hasta 180 [RPM]. La fuerza dinámica compresiva depende de la magnitud de los desplazamientos que se tengan en la sarta de perforación.

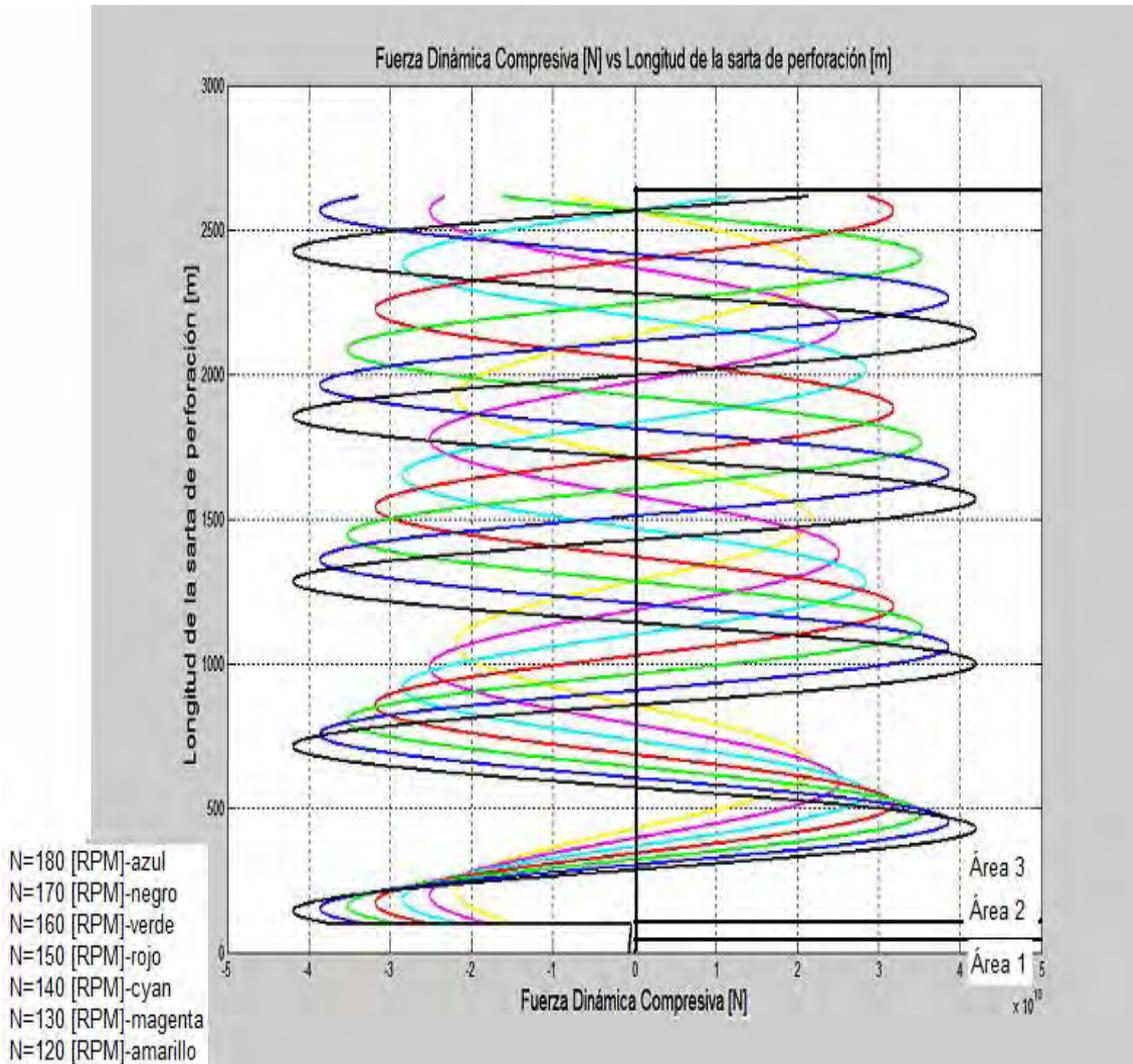


Figura 4.16. Fuerza dinámica compresiva, pozo Platanal 5212.

La fuerza dinámica compresiva es negativa por que se encuentra rotando la sarta de perforación por debajo de la velocidad crítica de rotación que es de 677 [RPM]. La mayor fuerza dinámica compresiva se libera en el cuerpo de la sarta de perforación en lugar de liberarse en la formación, lo que indica que no se tendrá un buen ritmo de penetración.

Para mejorar la fuerza dinámica compresiva es necesario ampliar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1, con lo cual se modificaría el valor de la frecuencia natural de oscilación y se incrementaría la magnitud de la fuerza dinámica compresiva en la barrena.

En la figura 4.17 se observa una comparación entre los desplazamientos que se tienen en la sarta de perforación y la fuerza dinámica compresiva que son el resultado de las vibraciones mecánicas.

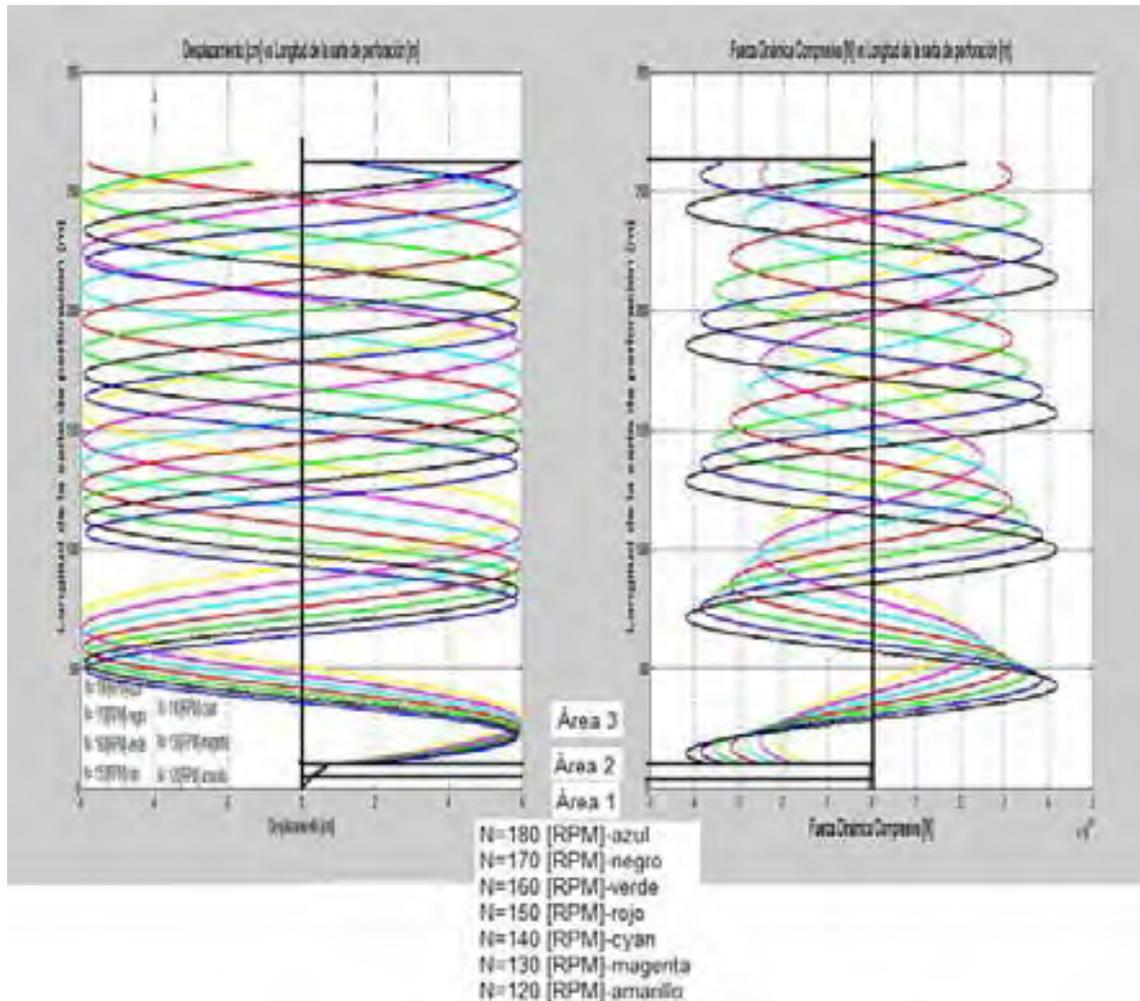


Figura 4.17. Comparación del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación, pozo Platanal 5212.

Se observa que la figura 4.17 el desplazamiento y de la fuerza dinámica compresiva están fuera de fase, esto se debe a que la rotación de la sarta de perforación se hace por debajo de la velocidad crítica de rotación de 677 [RPM] para este diseño de sarta de perforación, para que se encuentren en fase el desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva es necesario incrementar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1 con el fin de modificar la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación, disminuir la velocidad crítica y mejorar el ritmo de penetración.

4.3.3. Simulación 2, pozo Platanal 5212

La simulación 2 se hizo con el mismo diseño de sarta de perforación utilizando un área homogénea 1 mayor en 10 [m] a la anterior, es decir 47.85[m], como se observa en la figura 4.18. Las condiciones de rotación en la sarta de perforación se mantuvieron de 120 a 180 [RPM] con un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. En el caso de los estabilizadores se asume el área efectiva en la conexión de las tuberías.

La longitud de la sarta de perforación no se alteró y solo se le disminuyeron 10 [m] de tubería de perforación para incrementársela en las lastrabarrenas, utilizando una longitud total de la sarta de perforación de 2613.46 [m].

Datos de entrada y áreas homogéneas:

Rango de velocidades de rotación:
120-180 [RPM].

Área 1
Longitud 1: 47.85 [m] .
Do= 9.5[in], Di= 3[in].

Área 2
Longitud 2: 62.02 [m].
Do= 8 [in], Di= 2.132[in].

Área 3
Longitud 3: 2503.59 [m].
Do= 5[in], Di= 3[in].

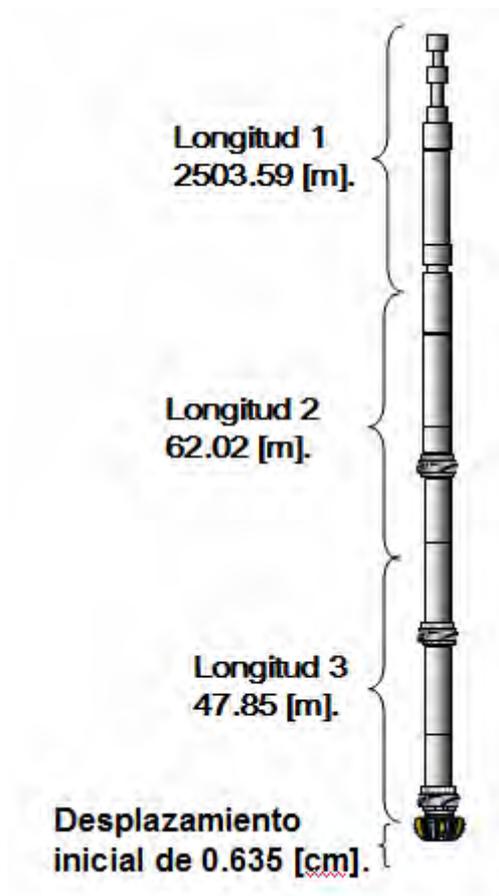


Figura 4.18. Sarta de perforación etapa de 17 ½”, pozo Platanal.

En la figura 4.19 se observa el comportamiento de los desplazamientos en la sarta de perforación provocados por las vibraciones mecánicas utilizando como fuente de excitación la velocidad de rotación y un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. La simulación se hizo utilizando diferentes velocidades de rotación, desde 120 hasta 180 [RPM].

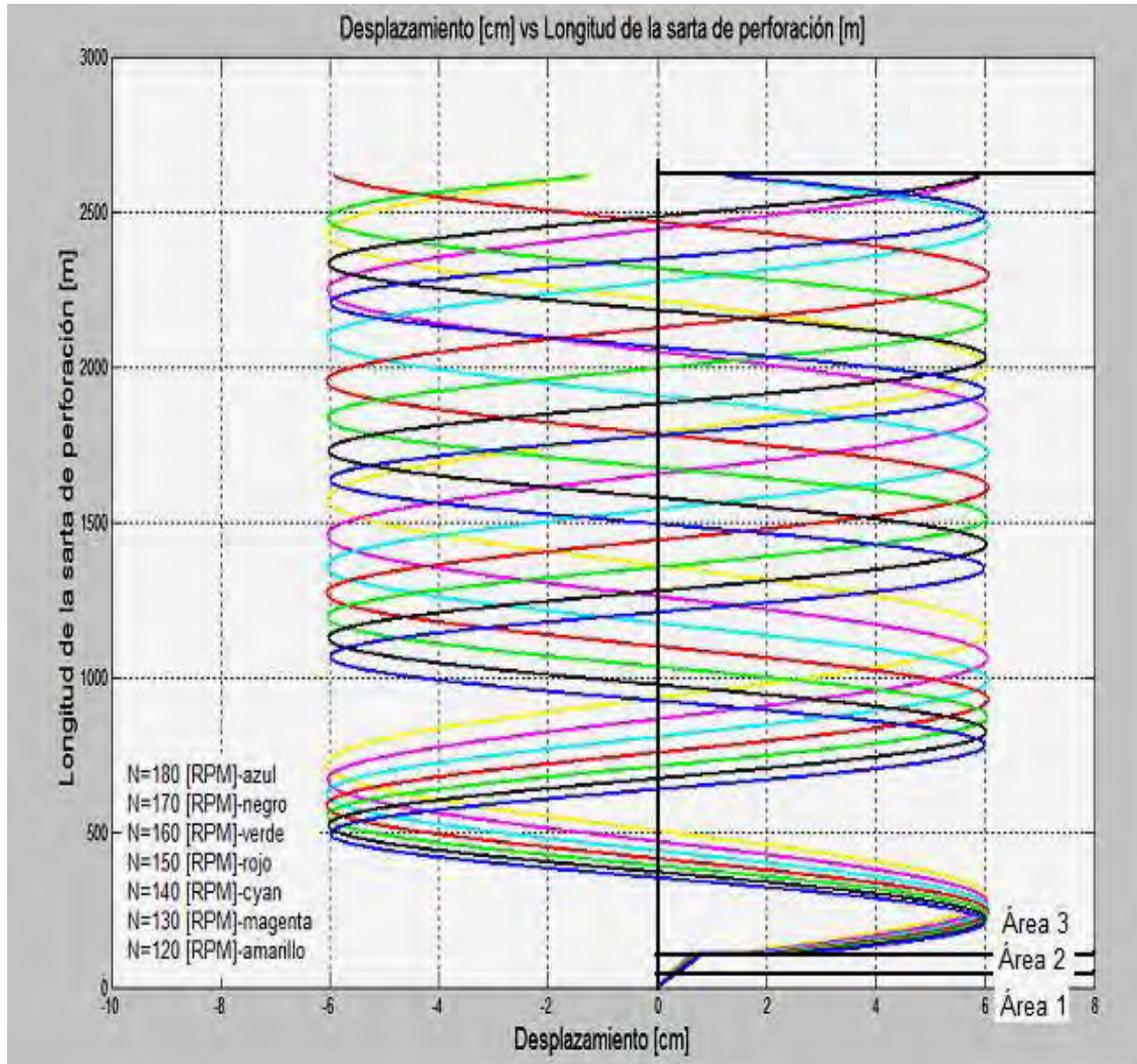


Figura 4.19. Desplazamientos, pozo Platanal 5212.

Al hacer la simulación matemática en la sarta de perforación se encontró que a velocidades de rotación altas se tiene una magnitud mayor de desplazamientos. El desplazamiento se incrementa al acercarse a la velocidad crítica de rotación que es de 536 [RPM] para esta configuración de sarta de perforación, debido a que las vibraciones mecánicas son mayores.

Los desplazamientos resultantes se traducen en una mayor fricción de la sarta de perforación con las paredes del pozo, desgaste y fatiga para los elementos que componen la sarta de perforación.

En la figura 4.20 se observa el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva a diferentes velocidades de rotación desde 120 hasta 180 [RPM]. La fuerza dinámica compresiva depende de la magnitud de los desplazamientos que se tengan en la sarta de perforación.

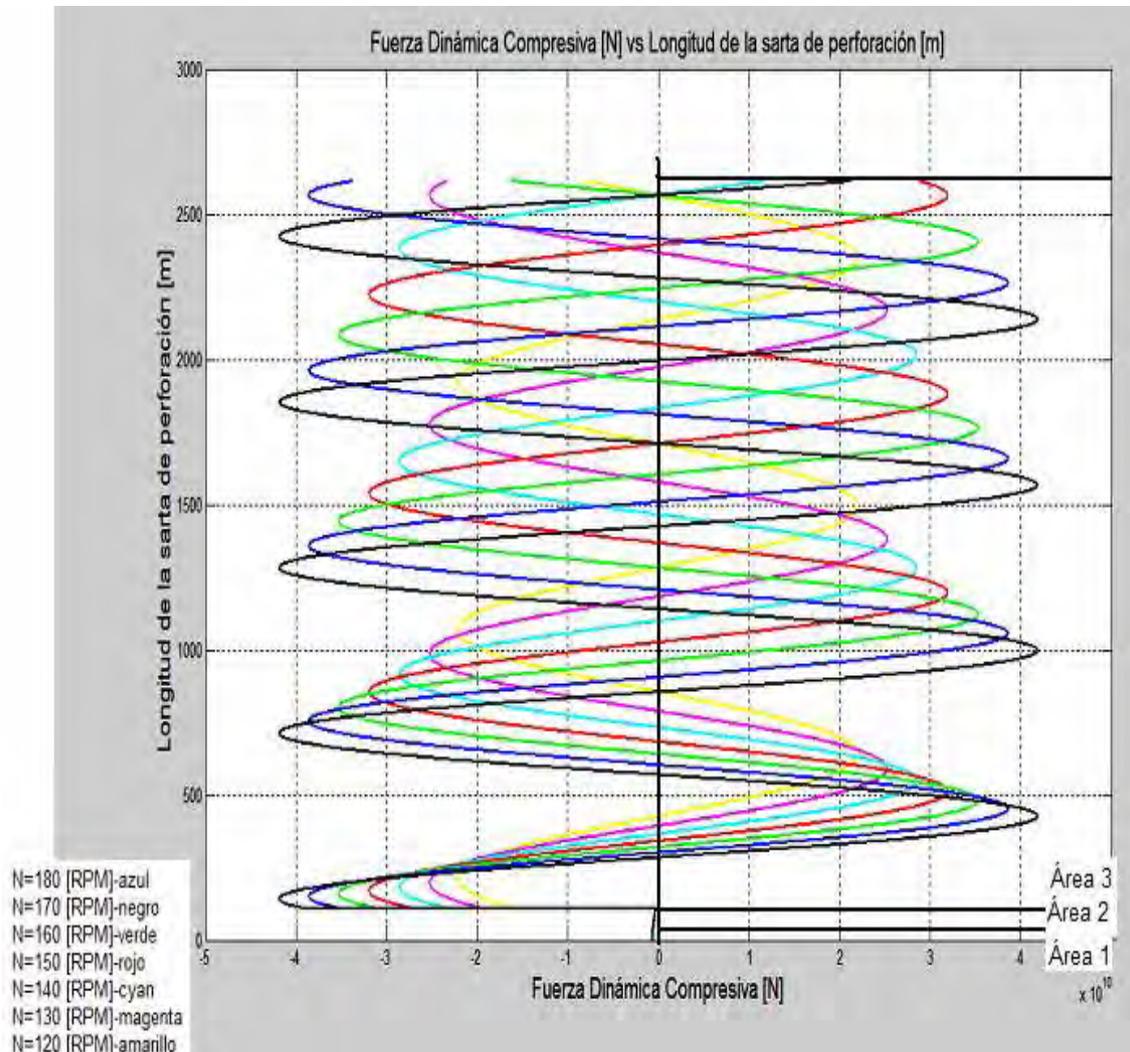


Figura 4.20. Fuerza dinámica compresiva, pozo Platanal 5212.

La fuerza dinámica compresiva es negativa por que se encuentra rotando la sarta de perforación por debajo de la velocidad crítica de rotación que es de 536 [RPM]. La mayor fuerza dinámica compresiva se libera en el cuerpo de la sarta de perforación en lugar de que se libere en la formación, lo que indica que no se tendrá un buen ritmo de penetración.

Para mejorar la fuerza dinámica compresiva es necesario ampliar la longitud de los lastrabarrena en el área homogénea 1, con lo cuál se modificaría el valor de la frecuencia natural de oscilación pudiéndose rotar a una velocidad superior a la velocidad crítica de rotación e incrementar la magnitud de la fuerza dinámica compresiva en la barrena y no en el cuerpo de la sarta de perforación.

En la figura 4.21 se observa una comparación entre los desplazamientos que se tienen en la sarta de perforación y la fuerza dinámica compresiva que son el resultado de las vibraciones mecánicas.

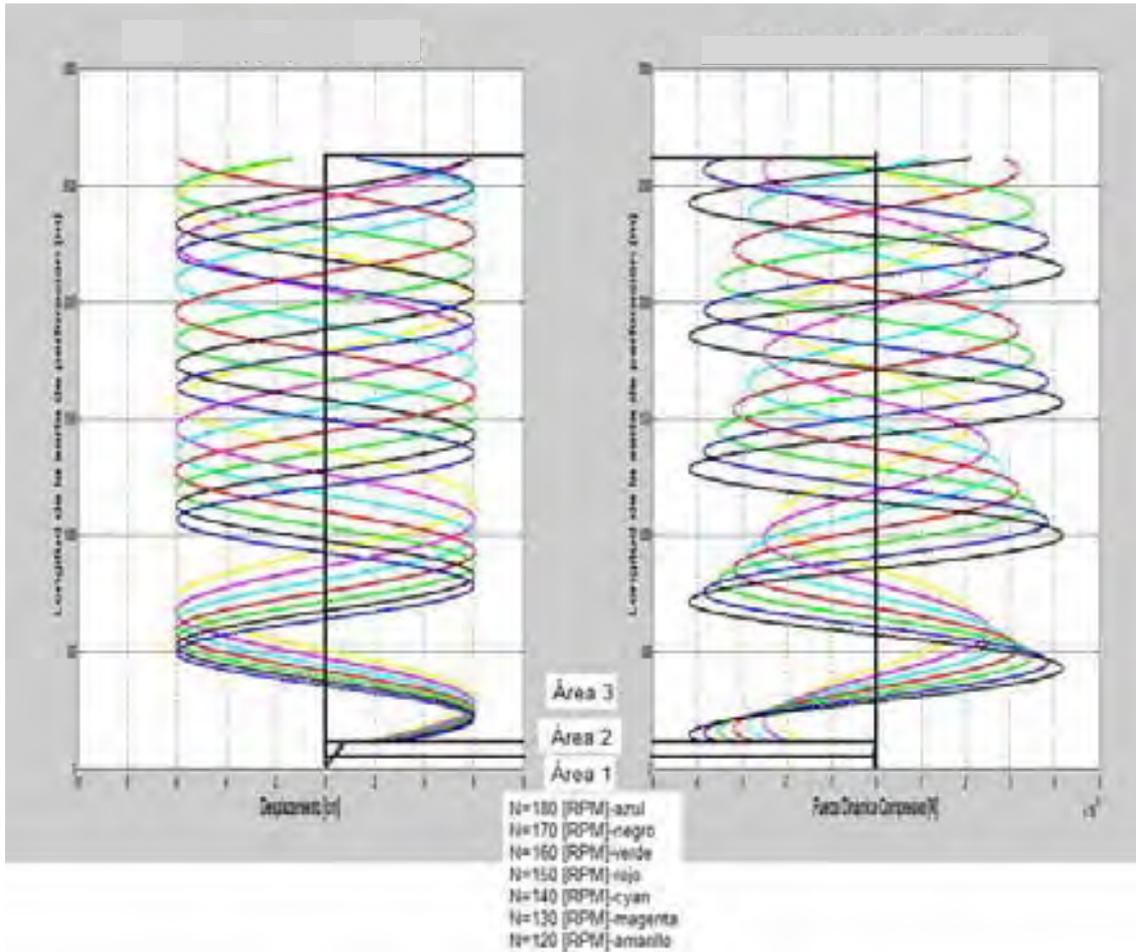


Figura 4.21. Comparación del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación, pozo Platanal 5212.

La figura 4.21 de desplazamiento y fuerza dinámica compresiva se encuentran fuera de fase debido a que la rotación de la sarta de perforación se hace por debajo de la velocidad crítica de rotación de 536 [RPM] que es muy alta e imposible de implantar en la perforación, para que se encuentren en fase el desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva es necesario incrementar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1 con el fin de modificar la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación y así rotar por encima de la velocidad crítica.

4.4.4. Conclusiones, pozo Platanal 5212

El pozo Platanal 5212 se monitoreo durante la perforación de la etapa de 17 ½" (peso sobre la barrena, velocidad de rotación y ritmo de penetración) obtenidos por medio de los sensores colocados en el top drive y la sarta de perforación, los datos manejados en la bitácora de perforación son obtenidos del equipo de medición en superficie, cada metro. Se utilizo una perforación conjunta entre top drive y motor de fondo en algunos lapsos.

En la etapa de 17 ½" se utilizaron cuatro configuraciones de sarta de perforación con barrena de PDC de 9 toberas, esta etapa inicia a una profundidad de 1050 [m] y termina a 3000 [m] en un tiempo de 20 días siguiendo programa de diseño optimo. Al realizar la perforación de la etapa de 17 ½" se perforo de 1071 [m] a 3127 [m] en un tiempo de 31 días, teniendo como resultado 11 días más de lo planeado y programado.

La formación presento muchas intercalaciones que contenían lutita, lutita arenosa, arenisca y arenas por lo cual se decidió por el uso de una barrena de PDC de 17 ½" y no una tricónica que es más utilizada en esta etapa. Se llegaron a manejar velocidades de rotación bajas y poco peso sobre la barrena para evitar desviaciones y perder rumbo, puesto que se tenía un pozo ya perforado a unos metros de distancia del que estaban perforando en ese momento.

El equipo de perforación contaba con top drive que funciona como otro amortiguador disminuyendo las posibles vibraciones mecánicas en la sarta e incrementando el tiempo de vida de la sarta de perforación. Se utilizaron diferentes configuraciones en la perforación de la etapa de 17 ½" que a continuación se muestran:

Caso No.1.- Contenia 54.57 [m] de lastrabarras, 1 estabilizador, 1 motor de fondo en combinación con el top drive y tubería de perforación extra pesada.

Caso No.2.- Contenia 52.41 [m] de lastrabarras, 1 estabilizador, 1 motor de fondo en combinación con el top drive, un amortiguador y tubería de perforación extra pesada.

Caso No.3.- Contenia 47.62 [m] de lastrabarras, 1 estabilizador, 1 motor de fondo en combinación con el top drive y tubería de perforación extra pesada.

Caso No.4.- Contenia 82.20 [m] de lastrabarras, 2 estabilizadores, top drive y tubería de perforación extra pesada.

Analizando el caso 1 y 3 se manejo una configuración muy similar pero se disminuyo el peso sobre la barrena así como la velocidad de rotación para protegerse de un posible atrapamiento de la sarta de perforación como el presentado con el caso 1 pero esto incremento los tiempos en ritmo de penetración, como se observa en la tabla 4.3.

Comparando el caso 2 y 4 se tuvo un mejor desempeño de la configuración 2 por el uso del amortiguador de vibraciones mecánicas disminuyendo el tiempo de perforación, como se observa en la tabla 4.3, pero este pudo haber tenido un mejor desempeño si su trabajara a una mayor velocidad de rotación. Con la

configuración 4 se controló la vibración mediante el empleo de una longitud mayor de lastrabarrenas y el incremento en la velocidad de rotación.

Configuración	Peso en barrena [ton]	RPM	ROP [m/min]	Metros perforados [m]
Caso 1	6	77.5	26.15	962
Caso 2	4	65	31.5	557
Caso 3	4	52.5	39.5	138
Caso 4	4	155	40.5	396

Tabla 4.3. Parámetros promedio monitoreados, pozo Platanal 5212.

Haciendo un análisis de las cuatro configuraciones empleadas durante la perforación de la etapa de 17 ½”, se encontró que la configuración más efectiva para la perforación de esta etapa fue uno en donde se controló la vibración mediante el empleo de lastrabarrenas, un estabilizador y un motor de fondo combinado con el top drive. Se maneja un peso promedio de 6 [ton] sobre la barrena y una velocidad de rotación de 77.5 [RPM] promedio alcanzándose un ritmo de penetración promedio de 26.15 [min/m], como se observa en la tabla 4.3.

Con los parámetros obtenidos en campo se realizó el análisis de vibraciones mecánicas en la sarta de perforación para la cuarta configuración de sarta.

Con las simulaciones matemáticas anteriores se puede hacer una comparación entre los desplazamientos obtenidos con una longitud de área homogénea 1 de 37.85 [m] y 47.85 [m]. La diferencia entre los desplazamientos es muy pequeña pero al incrementar la longitud del área homogénea 1 se modifica la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación y con esto la fuerza dinámica compresiva. Al modificar la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación es posible sobrepasar la frecuencia de resonancia y con ello optimizar el ritmo de penetración, puesto que se tendrían al desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en fase.

En el caso de incrementar en 10 [m] la longitud del ensamble de fondo se bajó de 677 [RPM] a 536 [RPM] la velocidad crítica de rotación y la fuerza dinámica compresiva es mayor en la barrena que en el cuerpo de la sarta de perforación. Al hacer este cambio en el diseño de la sarta de perforación se contempla que el punto neutro este dentro de los lastrabarrenas y el peso en la barrena sea el suficiente para perforar.

Es recomendable manejar una mayor velocidad de rotación que incrementaría la fuerza dinámica compresiva en la barrena, manejando la configuración original de la sarta de perforación, o utilizar un amortiguador el cual modificaría la frecuencia natural de oscilación sin incrementar la longitud del área homogénea 1 y con ello disminuiría la velocidad crítica de rotación, optimizando el ritmo de penetración.

4.5. Pozo Juspi 101 A

El pozo Juspi 101 A se localiza en Reforma, Chiapas, como se observa en la figura 4.22. Para el análisis del pozo Juspi 101 A se utilizó el pozo de correlación Juspi 101 A que es un pozo exploratorio. El pozo de correlación llegó a una profundidad vertical de 3210 [m] y 3231 [m] de profundidad desarrollada fue taponado por columna geológica inesperada, teniendo sal como formación alcanzada. El análisis se hizo para la etapa de diseño de la sarta de perforación.

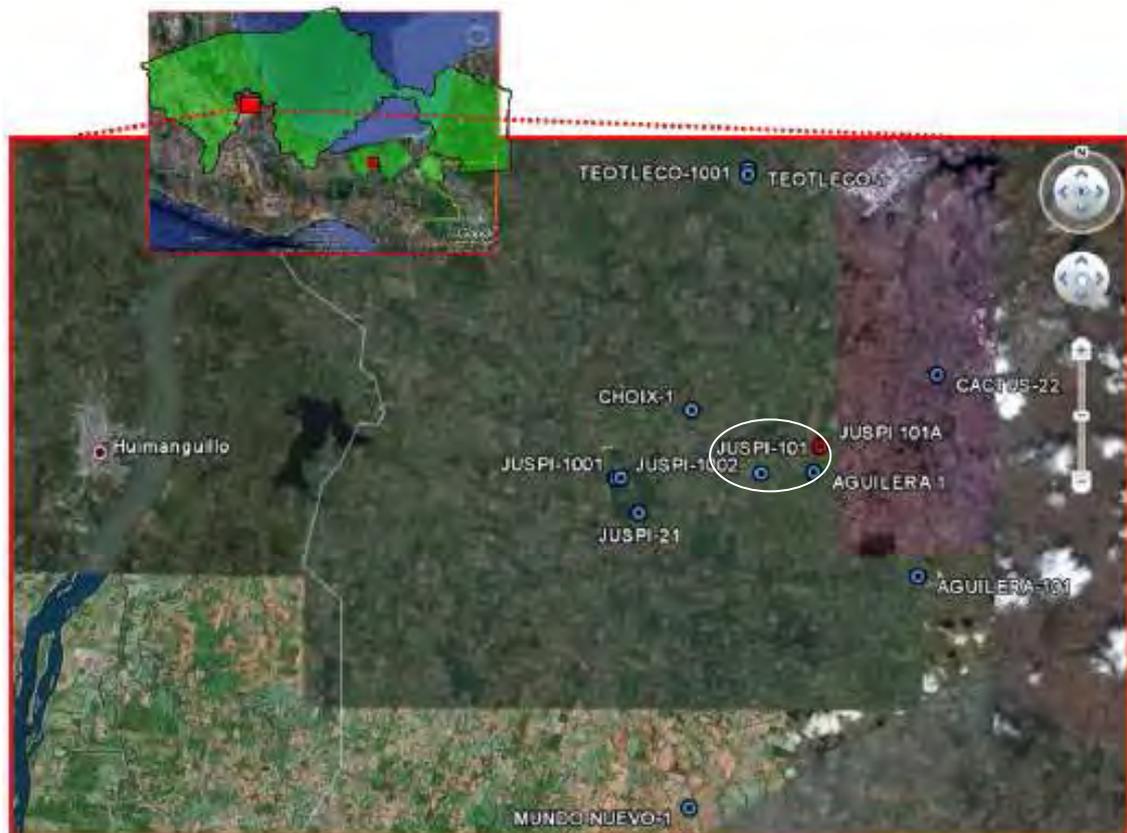


Figura 4.22. Ubicación geográfica del pozo Juspi 101 A.

El objetivo de la simulación del modelo matemático de vibraciones mecánicas fue obtener los desplazamientos y la fuerza dinámica compresiva. La fuerza dinámica compresiva está en función de los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas en la etapa de perforación de 17 ½”.

Se simuló el modelo matemático de vibraciones mecánicas en dos configuraciones de sarta de perforación en la etapa de 17 ½”, para diferentes velocidades de rotación y variando la longitud del área homogénea 1.

4.5.1. Sarta de perforación 1 etapa de 17 1/2", pozo Juspi 101 A

La sarta de perforación tiene la siguiente configuración:

Descripción	Longitud [m]
Tubería de perforación, 5" x 3".	797.27
Combinación 6 5/8"x regular 6 5/8" NC-50.	2.43
Tubería de perforación extrapesada, 5" x 3".	112.09
Combinación 6 5/8"x regular 6 5/8" NC-50.	2.43
Martillo hidromecánico, 8" x 2.132".	5.46
Lastrabarrena normal, 8" x 2 13/16".	55.16
Combinación 7 5/8" regular x 6 5/8".	2.42
Lastrabarrena normal, 9 1/2" x 3".	9.47
Estabilizador de 9 1/2" x 17 1/2".	2.46
Lastrabarrena normal, 9 1/2" x 3".	9.41
Estabilizador de 9 1/2" x 17 1/2".	2.46
Lastrabarrena monel, 9 1/2" x 3".	8.01
Orientador.	0.87
Doble caja estabilizado 9 1/2" x 17 1/2" x 3".	2.15
Barrena tricónica de 17 1/2".	0.42

Longitud total de la sarta de perforación = 1012.51 [m].

Para la simulación se determinaron tres áreas en las cuales el área transversal de la sarta de perforación fue homogénea.

La velocidad crítica de rotación para el diseño de la sarta de perforación en las dos simulaciones se muestra en la figura 4.23.

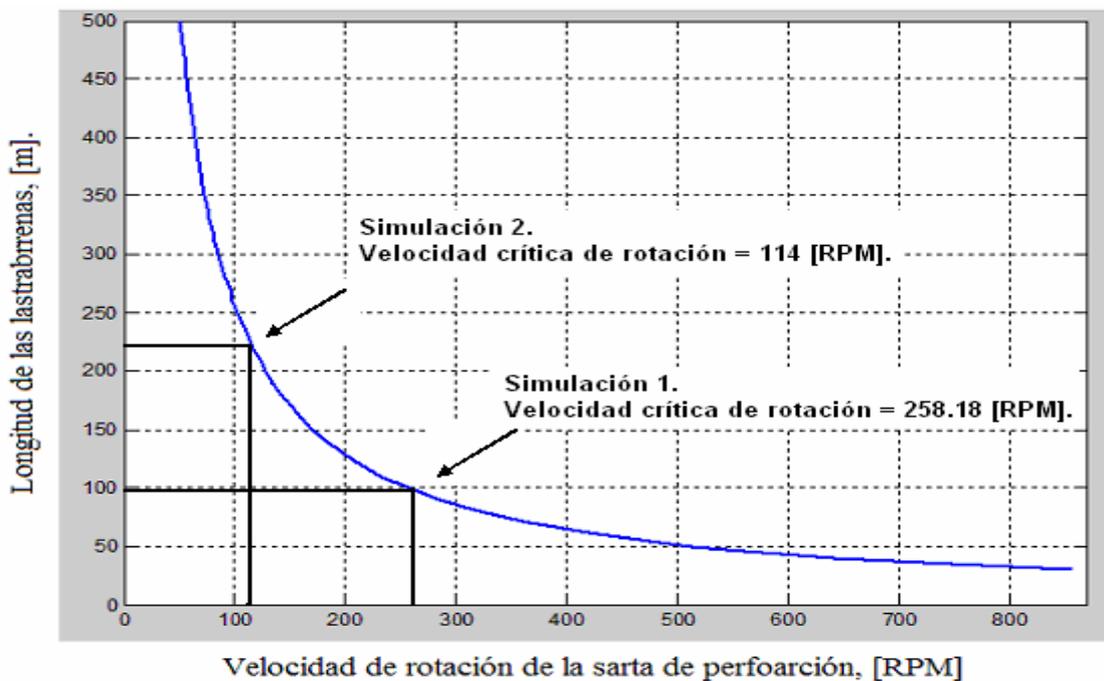


Figura 4.23. Velocidad crítica de rotación, pozo Juspi 101 A.

4.5.1.1. Simulación 1, pozo Juspi 101 A

Se simuló matemáticamente la sarta de perforación a una velocidad de rotación de 120 [RPM] y con una longitud de área homogénea 1 de 99.36 [m] como se observa en la figura 4.24, con un desplazamiento inicial de 0.00635 [m]. En el caso de los estabilizadores se asume el área efectiva en la conexión de las tuberías.

Datos de entrada:

Velocidad de rotación: 120 [RPM].

Área 1.

Longitud 1: 99.36 [m].

Do= 9.5[in], Di= 3[in].

Área 2.

Longitud 2: 112 [m].

Do= 6.5 [in], Di= 3[in].

Área 3.

Longitud 3: 801.15 [m].

Do= 5 7/8[in], Di= 4.276[in].

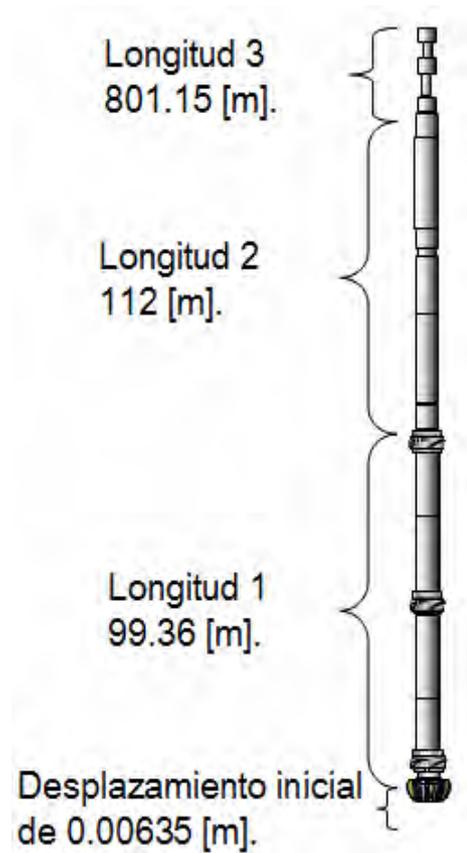


Figura 4.24. Sarta de perforación 1 etapa de 17 1/2", pozo Juspi 101 A.

En la figura 4.25 se muestra el comportamiento del desplazamiento provocado por las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación, para este análisis se conserva el diseño original de la sarta de perforación y una velocidad de rotación de 120 [RPM].

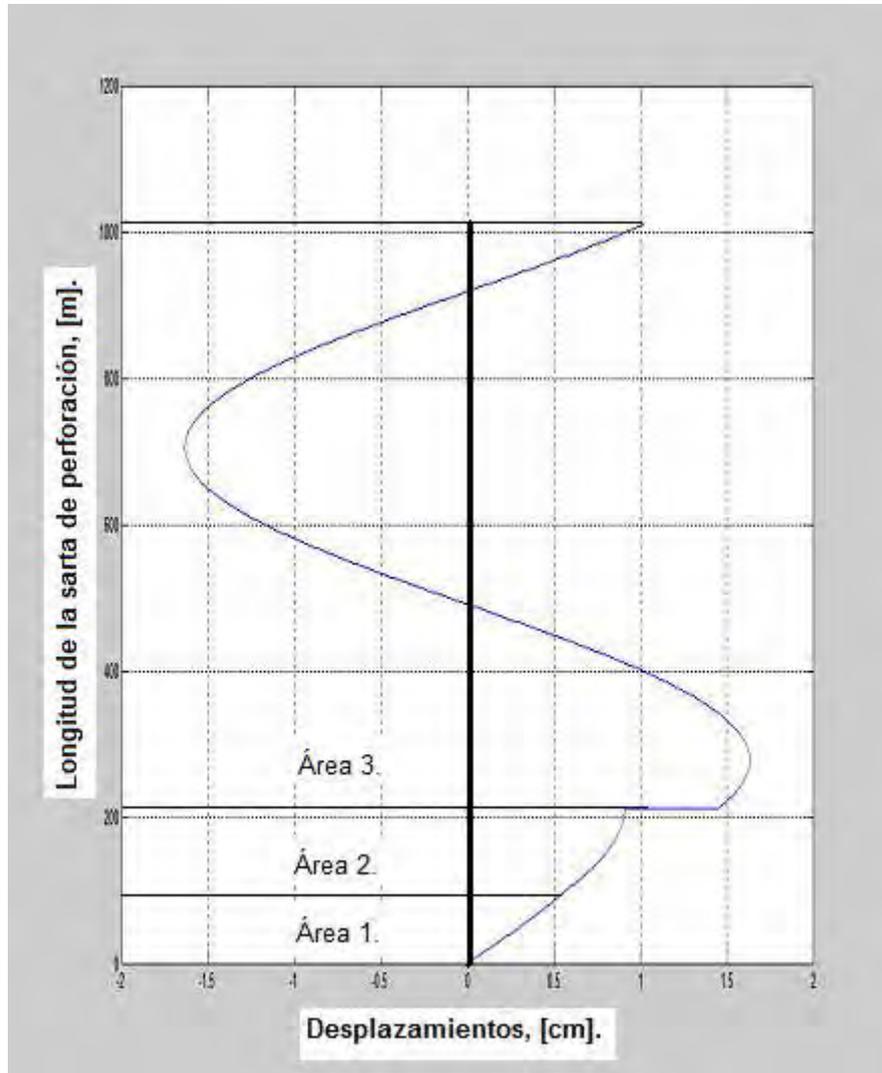


Figura 4.25. Desplazamientos, pozo Juspi 101 A.

Los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas generadas a una velocidad de rotación de 120 [RPM] y con un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. Las magnitudes de los desplazamientos son de 1.8 [cm] en el área homogénea tres, debido a que la longitud del área transversal 1 de 99.36 [m] amplifica las vibraciones mecánicas al resto de la sarta de perforación.

En la figura 4.26 se observa el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación que depende de la magnitud de los desplazamientos.

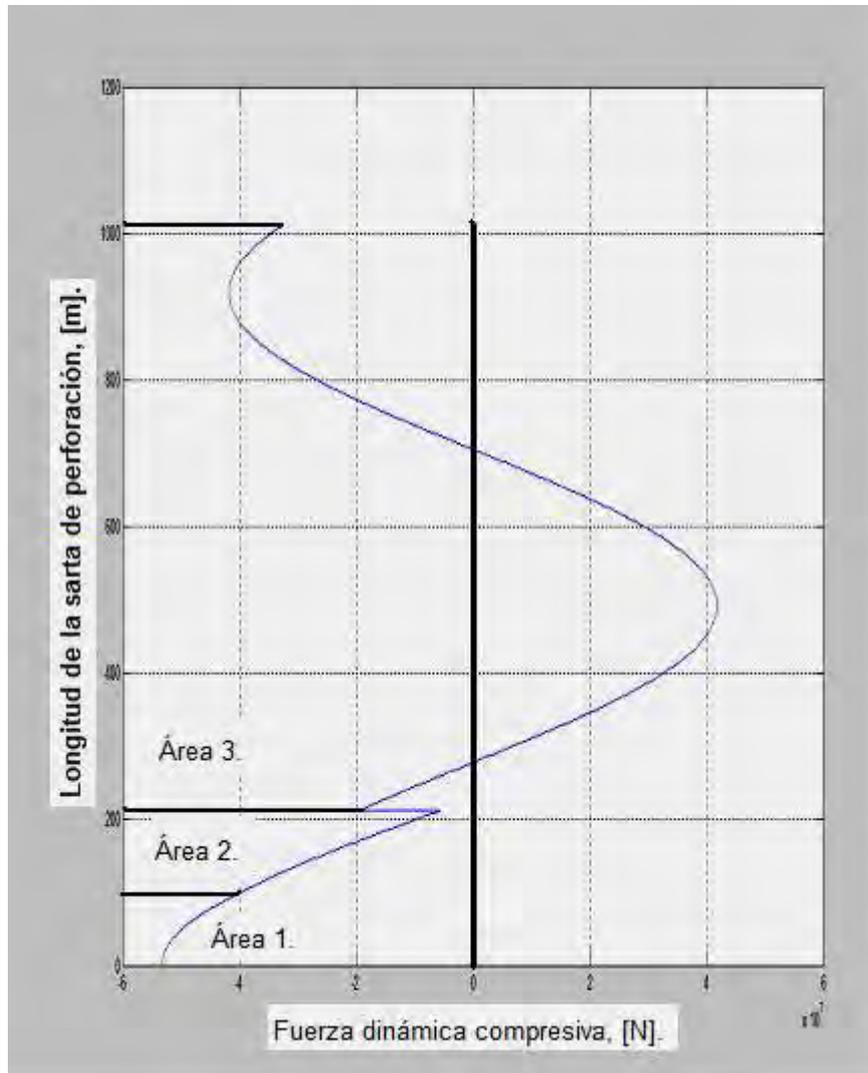


Figura 4.26. Fuerza dinámica compresiva, pozo Juspi 101 A.

La fuerza dinámica compresiva es negativa lo que nos indica que la sarta de perforación está rotando a una velocidad de rotación menor a la velocidad crítica de rotación por lo cuál no se tendría un buen ritmo de penetración, ya que la energía se libera en el cuerpo de la sarta de perforación y no en la formación. Es recomendable incrementar la longitud del área homogénea 1 con el fin de que esta velocidad crítica se obtenga a una velocidad menor y pueda rotarse a una velocidad mayor a la crítica.

El desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva no se encuentran en fase como se observa en la figura 4.27, los desplazamientos son pequeños y la fuerza dinámica compresiva está fuera de fase con los desplazamientos, lo que resultó en un deficiente ritmo de penetración ya que la energía no se libera en la formación y ésta se libera en el cuerpo de la sarta de perforación.

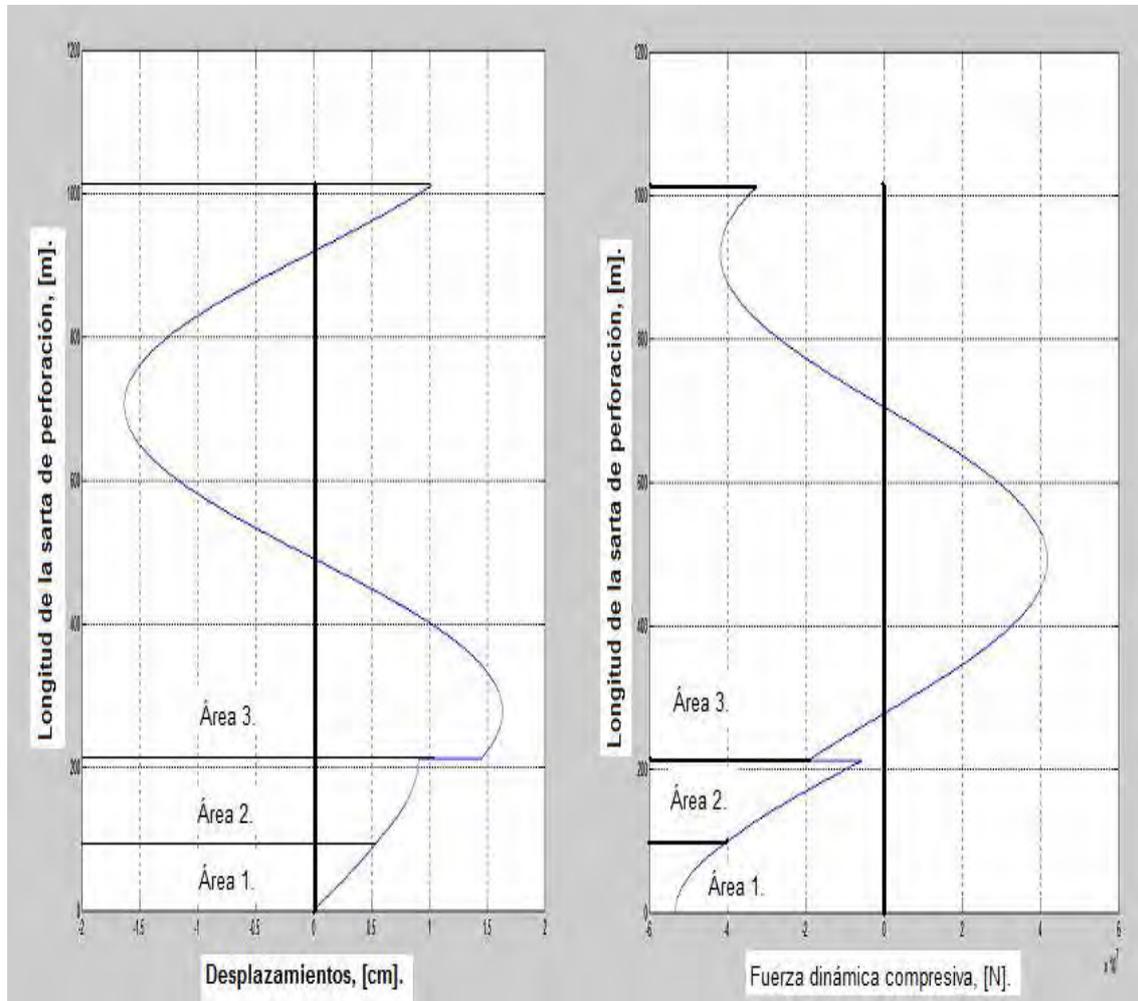


Figura 4.27. Comparación del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación del pozo Juspi 101 A.

Para mejorar el ritmo de penetración es necesario ampliar la longitud de los lastabarrenas en el área homogénea 1 con lo cual se modificaría la frecuencia natural de oscilación y se podría rotar por arriba de la velocidad crítica de rotación. Al estar en fase el desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva se tendría la máxima fuerza dinámica compresiva en la formación, pequeños desplazamientos y un óptimo ritmo de penetración.

4.5.1.2. Simulación 2, pozo Juspí 101 A

En la simulación 2 se incrementó la longitud del área homogénea 1 de 99.36 [m] hasta 225 [m] como se observa en la figura 4.28 para observar el comportamiento de los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación a una velocidad de rotación de 120 [RPM], con un desplazamiento inicial de 0.00635 [m].

El objetivo del incremento de la longitud del área homogénea 1 fue el de modificar la frecuencia natural y así poder rotar la sarta de perforación por arriba de la velocidad crítica de rotación 114 [RPM].

La longitud de la sarta de perforación se sigue conservando de acuerdo al diseño original 1012.15 [m]. Se incrementó 125.64 [m] en el área homogénea 1 disminuyendo la tubería de perforación.

En el caso de los estabilizadores se consideró el área efectiva en la conexión de las tuberías.

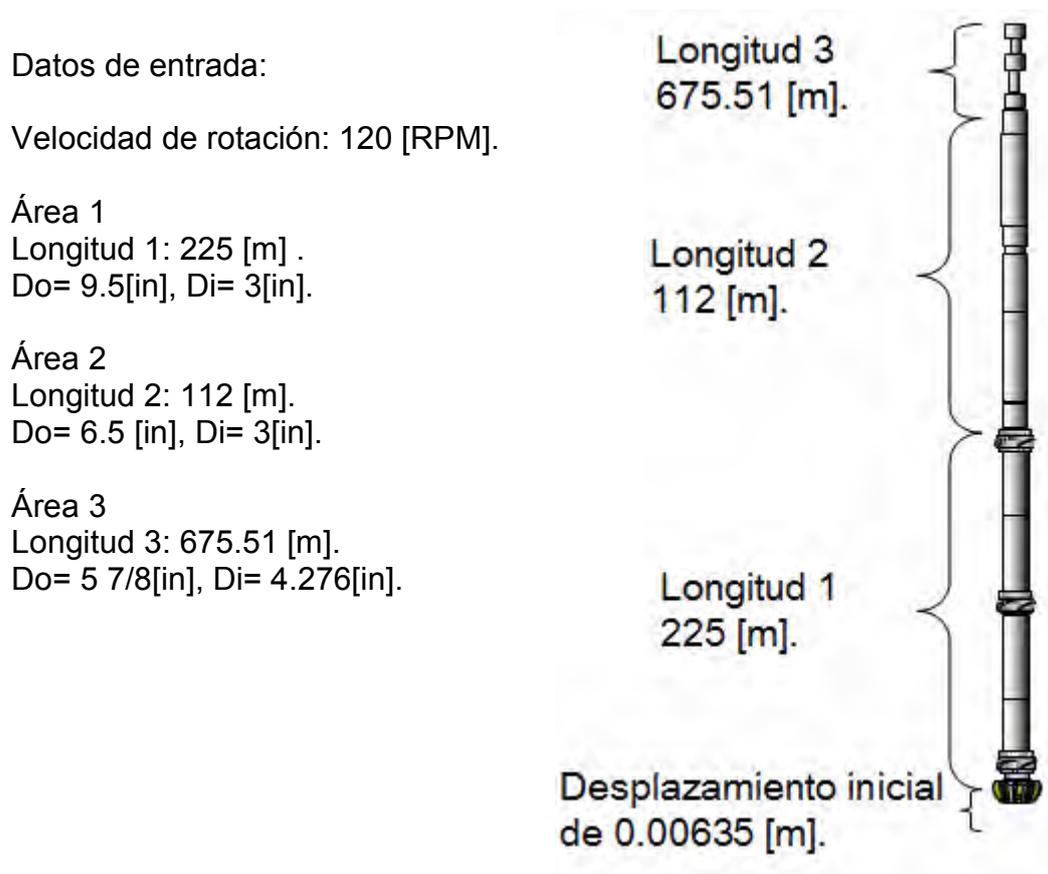


Figura 4.28. Sarta de perforación 1 etapa de 17 1/2”, pozo Juspí 101 A.

En la figura 4.29 se observan los desplazamientos en la sarta de perforación con las respectivas modificaciones en la longitud del área homogénea 1 y conservando la longitud original de la sarta de perforación de 1012.51 [m] y una velocidad de rotación de 120 [RPM].

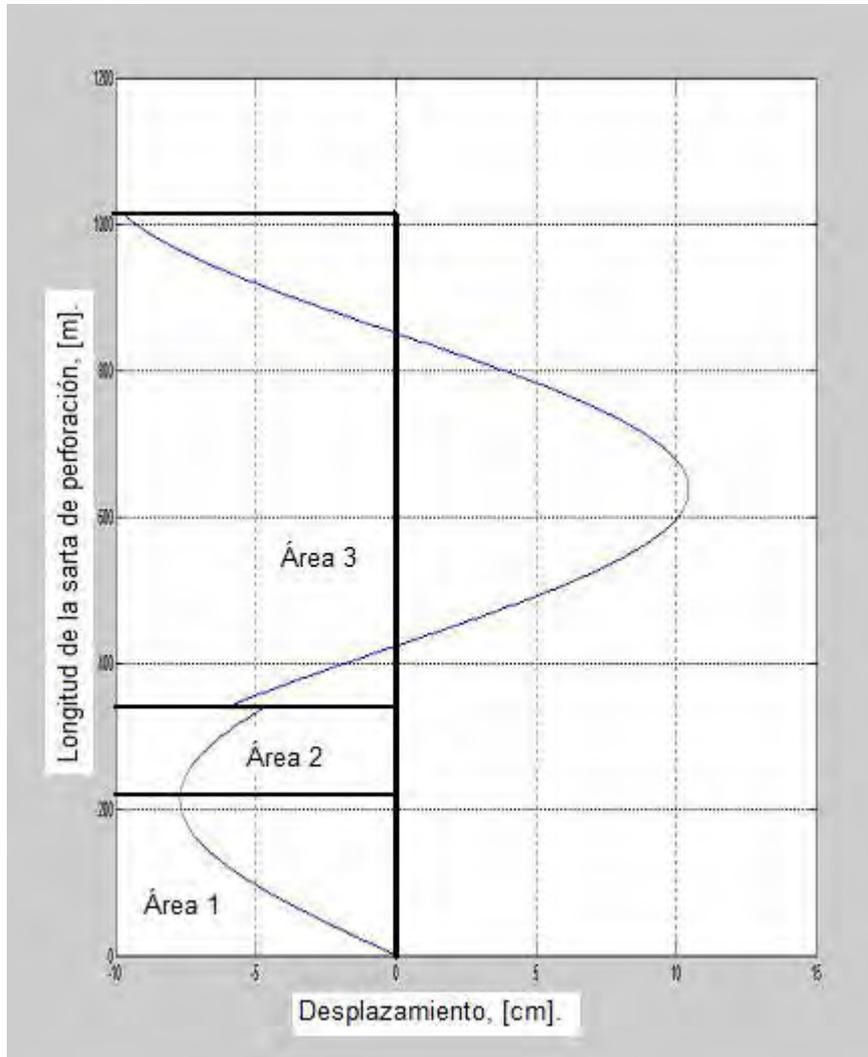


Figura 4.29. Desplazamientos, pozo Juspi 101 A.

Los desplazamientos provocados por la velocidad de rotación son mayores con una longitud de área transversal 1 de 225 [m] que con una longitud de área homogénea de 99.36 debido a que se encuentra muy cerca de la velocidad crítica de rotación que es de 114 [RPM], por lo cuál es posible incrementar la velocidad de rotación y disminuir los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas.

En la figura 4.30 se observa la fuerza dinámica compresiva y el comportamiento que se tiene al incrementar la longitud del área homogénea 1 con una velocidad de rotación de 120 [RPM]. La respuesta obtenida fue de un incremento en la fuerza dinámica compresiva en la barrena y no en el cuerpo de la sarta de perforación.

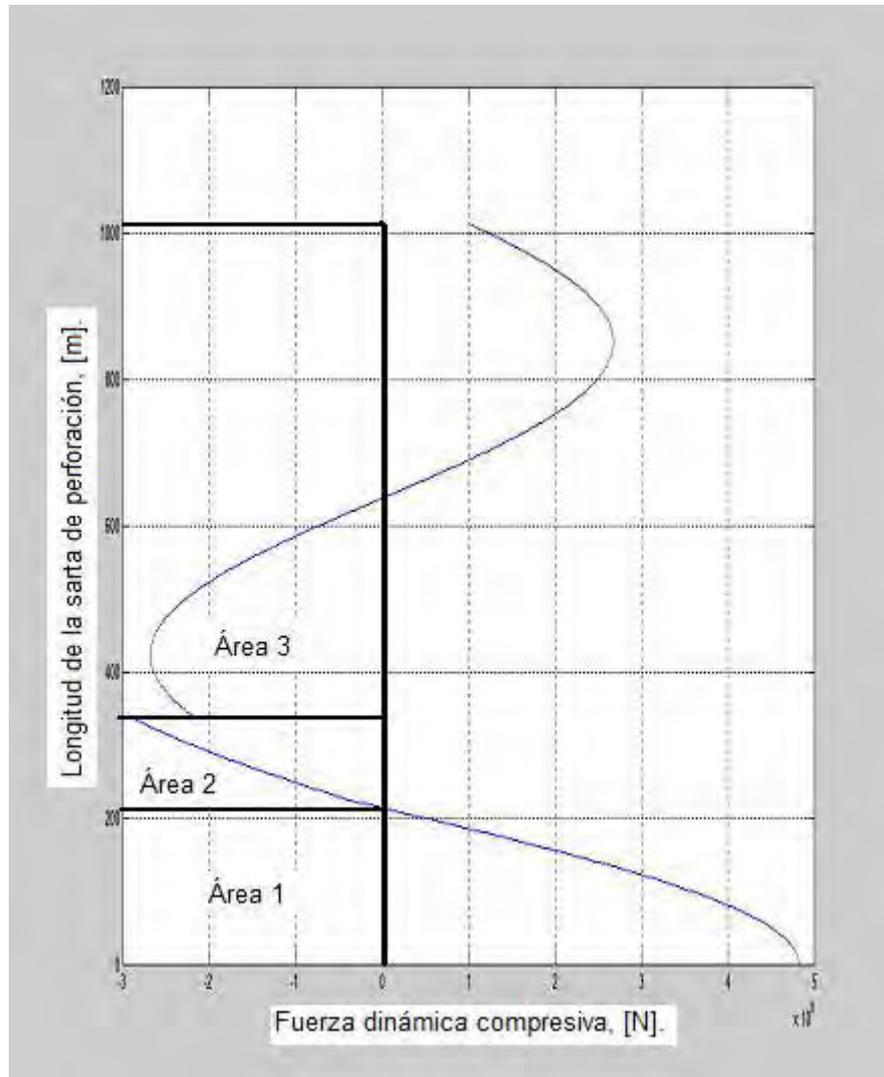


Figura 4.30. Fuerza dinámica compresiva, pozo Juspi 101 A.

El aumento de la magnitud de la fuerza dinámica compresiva en la barrena se debió al incremento de la longitud del área homogénea 1, al ampliar la longitud del área homogénea 1 se modifica la frecuencia natural de oscilación y es posible rotar la sarta de perforación a una velocidad de 120 [RPM] que es mayor a la velocidad crítica de rotación de 114 [RPM].

El desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva se encuentran desfasadas como se observa en la figura 4.31, el desfase sucede por que la velocidad de rotación está muy cerca de la velocidad crítica de rotación.

La magnitud de la fuerza dinámica compresiva es mayor en la barrena que en el cuerpo de la sarta de perforación lo que incrementará el ritmo de penetración.

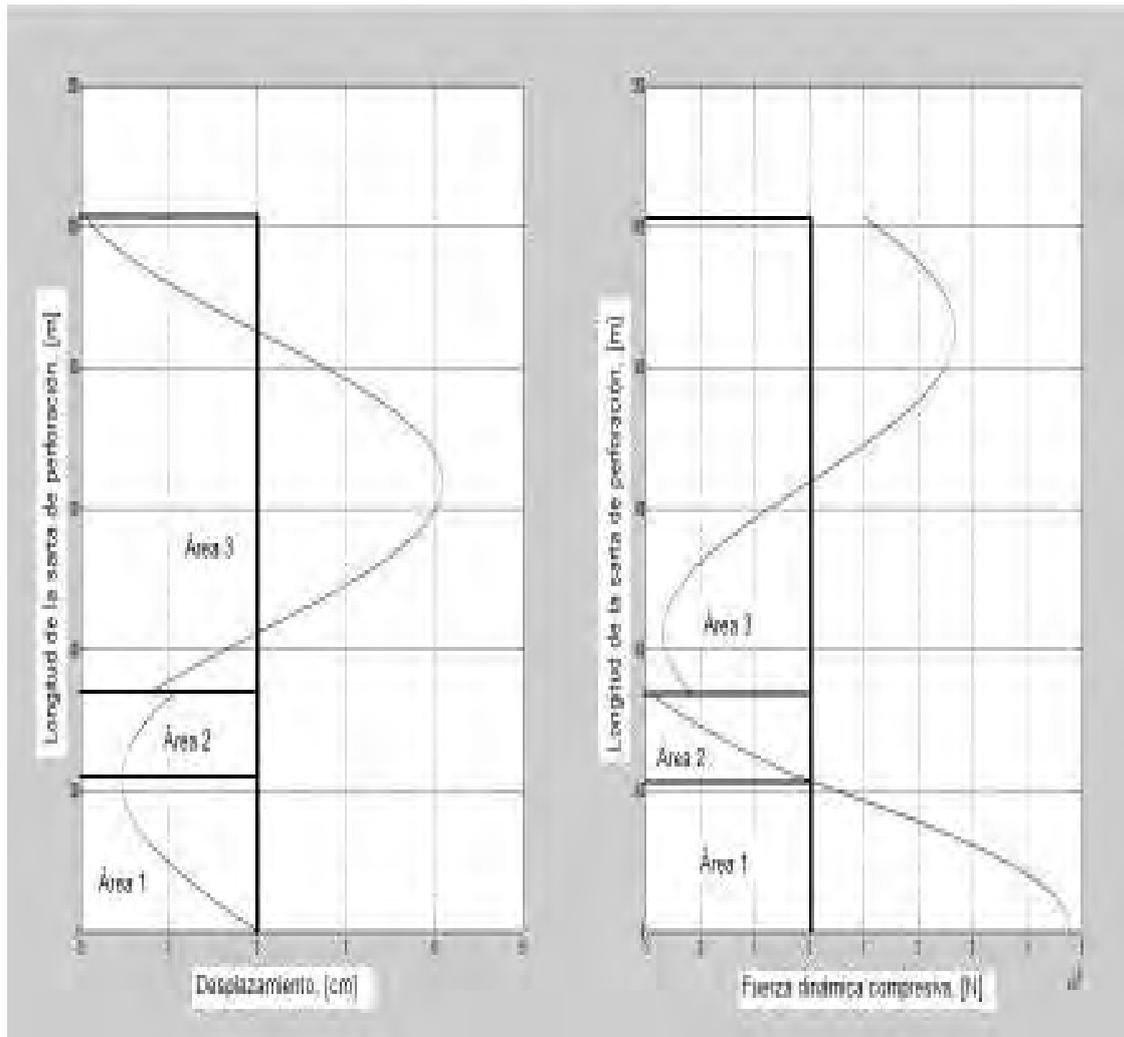


Figura 4.31. Comparación del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva.

Los desplazamientos son mayores con una longitud de 225 [m] de área homogénea 1 que cuando con una longitud de 99.36 [m], al incrementa más la velocidad de rotación los desplazamientos disminuyen y la magnitud de la fuerza dinámica compresiva es mayor concentrándose en la formación.

Se recomienda el incremento de la longitud del área homogénea 1 (lastrabarrenas, estabilizadores, orientador y combinaciones) de 99.36 [m] a una longitud recomendada de 225 [m] para una velocidad de rotación de 120 [RPM] o mayores, resultando en un incremento del ritmo de penetración.

4.5.1.3. Variación de velocidades en la sarta de perforación 1 etapa de 17 1/2", pozo Juspi 101 A

Se simuló el modelo matemático de vibraciones mecánicas en la sarta de perforación con el fin de estimar los desplazamientos y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación para diferentes velocidades de rotación utilizando el diseño original de la sarta de perforación.

Se usaron tres áreas homogéneas para la simulación como se observa en la figura 4.32. La velocidad crítica de rotación para este diseño de sarta de perforación es de 258 [RPM], como se observa en la figura 4.23.

Datos de entrada y áreas homogéneas:

Rango de velocidades de rotación:
80 -150[RPM]

Longitud 1: 99.36 [m]
Do= 9.5[in], Di= 3[in]

Longitud 2: 112 [m]
Do= 5 [in], Di= 3[in]

Longitud 3: 801.15 [m]
Do= 5 [in], Di= 4.276[in]

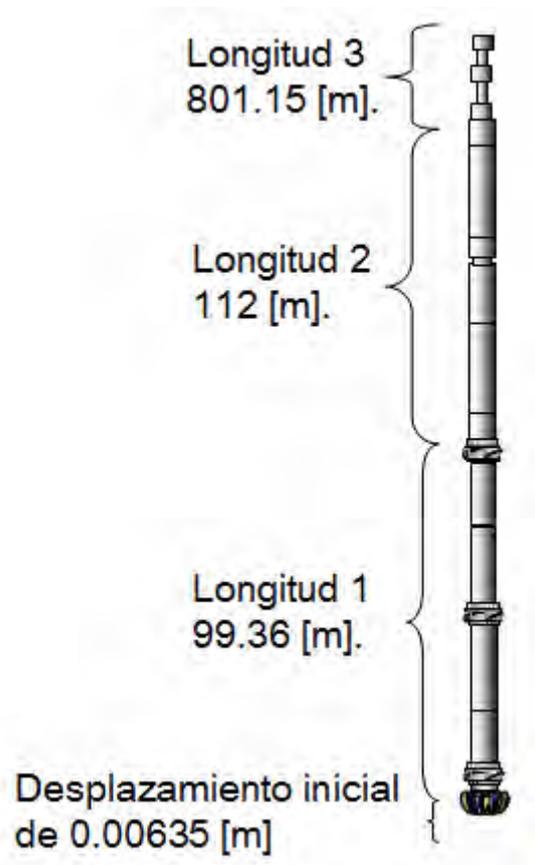


Figura 4.32. Sarta de perforación 1 etapa de 17 1/2", pozo Juspi 101 A.

En la figura 4.33 se observan los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas a diferentes velocidades de rotación, comenzando desde 80 hasta 150 [RPM].

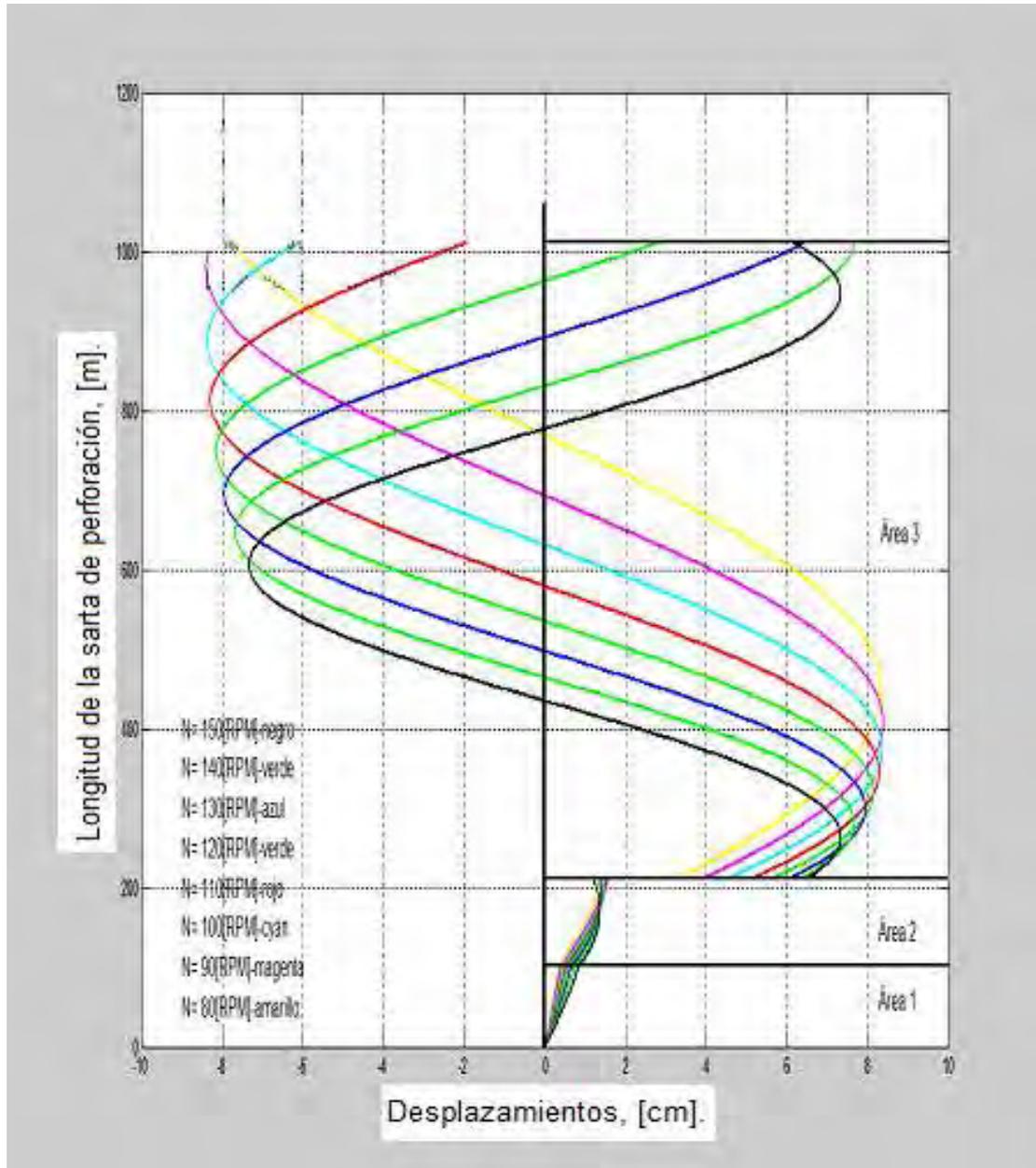


Figura 4.33. Desplazamientos, pozo Juspi 101 A.

Los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación a velocidades de rotación altas son de magnitud mayor, debido a que la velocidad de rotación de la sarta de perforación se acerca a la frecuencia natural de oscilación del área homogénea 1. La velocidad crítica de rotación para esta sarta de perforación es de 258 [RPM].

En la figura 4.34 se observa la fuerza dinámica compresiva a diferentes velocidades de rotación desde 80 hasta 150 [RPM], la cual es negativa por que se encuentra rotando por debajo de la velocidad crítica, lo que indica que no se tendrá la mayor fuerza dinámica compresiva en la barrena y la fuerza dinámica compresiva se tendría distribuida en el cuerpo de la sarta de perforación.

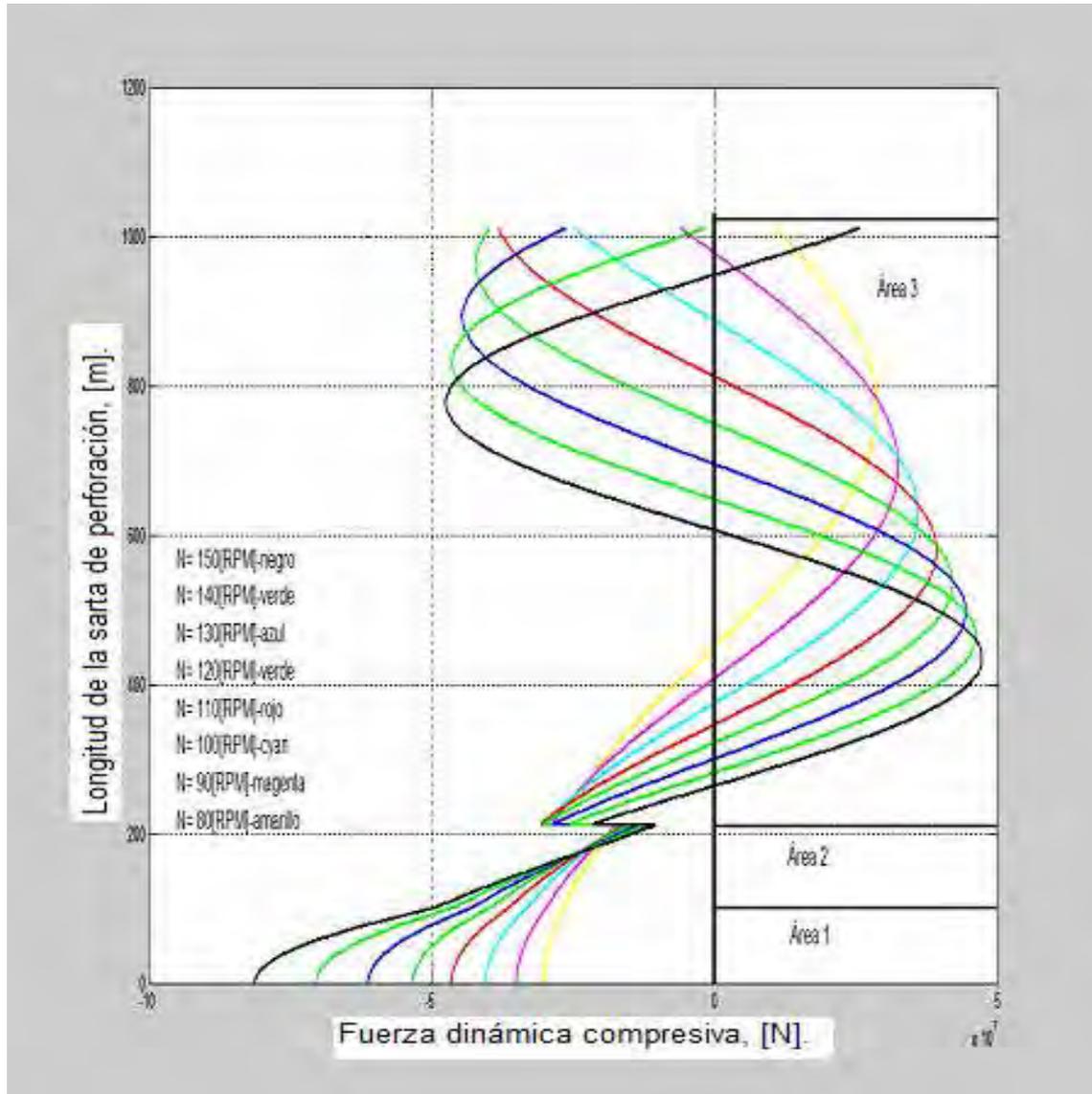


Figura 4.34. Fuerza dinámica compresiva, pozo Juspi 101 A.

Para mejorar la fuerza dinámica compresiva es necesario ampliar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1, con lo cual se modificaría el valor de la frecuencia natural de oscilación pudiéndose rotar a una velocidad superior a la velocidad crítica de rotación y mejorar el ritmo de penetración.

En la figura 4.35 se observa la comparación de la fuerza dinámica compresiva y el desplazamiento que son provocados por una fuente de vibración mecánica que es la velocidad de rotación.

El resultado del análisis indica que los desplazamientos y la fuerza dinámica compresiva no se encuentran en fase puesto que se rota por debajo de la velocidad crítica y para que ambos estén en fase es necesario rotar a una velocidad superior a la crítica.

La velocidad de rotación crítica es de 258 [RPM] que es un velocidad de rotación muy alta e imposible de implementar en la perforación. La forma de disminuir esa velocidad de rotación crítica es incrementar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1 y con esto es posible rotar por encima de la velocidad crítica y mejorar el ritmo de penetración.

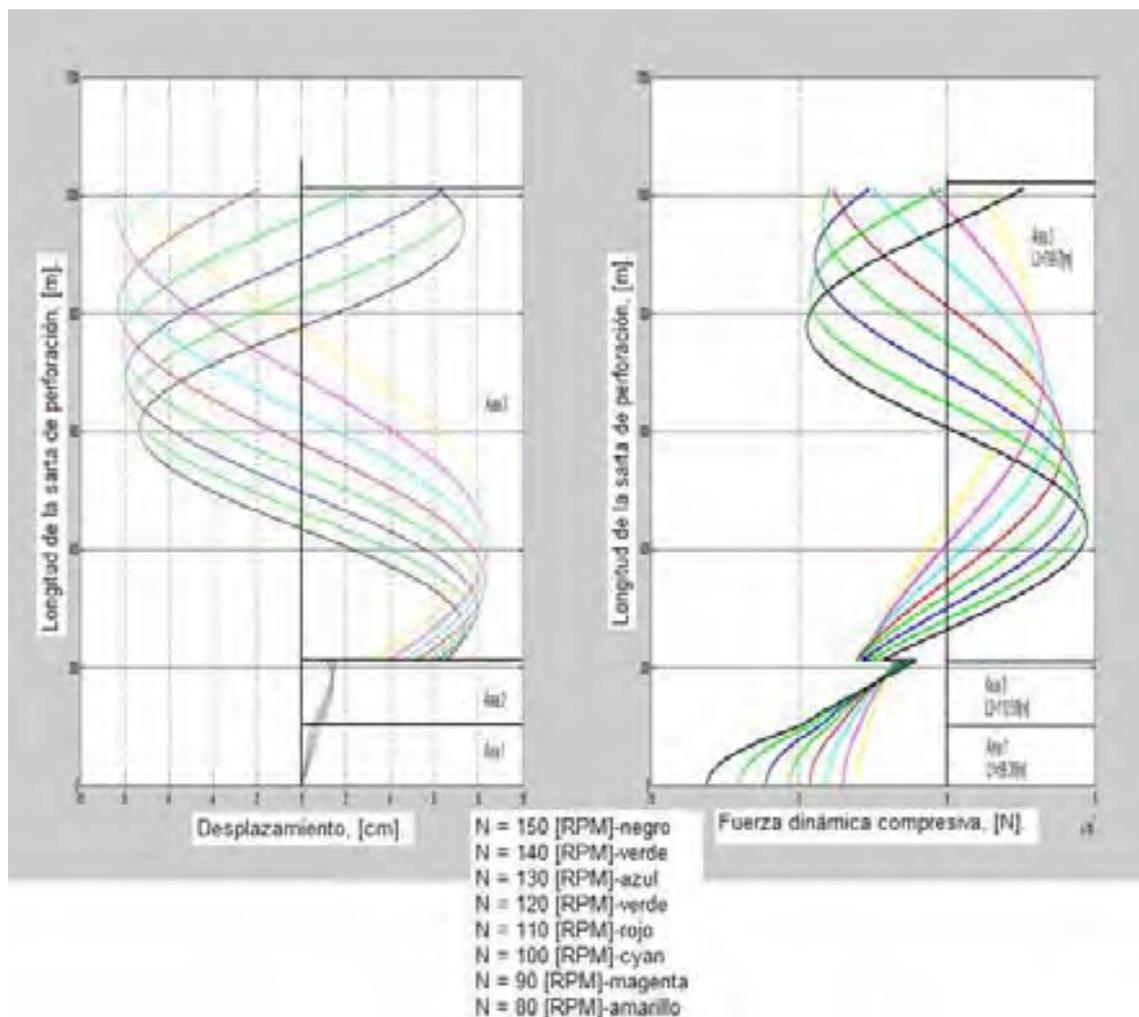


Figura 4.35. Comparación del desplazamiento con respecto a la fuerza dinámica compresiva.

La forma más adecuada de rotar la sarta de perforación del pozo Juspi 101 A conservando las características que se tienen de diseño es usando una velocidad de rotación alta, 150 [RPM], en la cuál se acerca a la velocidad crítica de rotación (resonancia) pero como se está 108 [RPM] por debajo de la velocidad crítica de rotación los desplazamientos son pequeños y la fuerza

dinámica compresiva tiende a ser de mayor magnitud conforme se incrementa la velocidad de rotación mejorándose el ritmo de penetración.

4.5.1.4. Conclusiones, pozo Juspi 101 A

En la figura 4.36 se observa la velocidad de rotación crítica con respecto a la longitud del área homogénea 1, en la configuración original de la sarta de perforación con una longitud de área homogénea 1 de 99.36 [m] y una longitud de 225 [m] en la configuración propuesta. Se observa como la velocidad crítica depende de la longitud del área homogénea 1 y como ampliando esta longitud se baja la velocidad de rotación crítica y es posible rotar la sarta de perforación a una velocidad mayor a la velocidad de rotación crítica obteniendo mejoras en el ritmo de penetración debido a que los desplazamientos en la sarta de perforación son pequeños y se encuentran en fase con la fuerza dinámica compresiva.

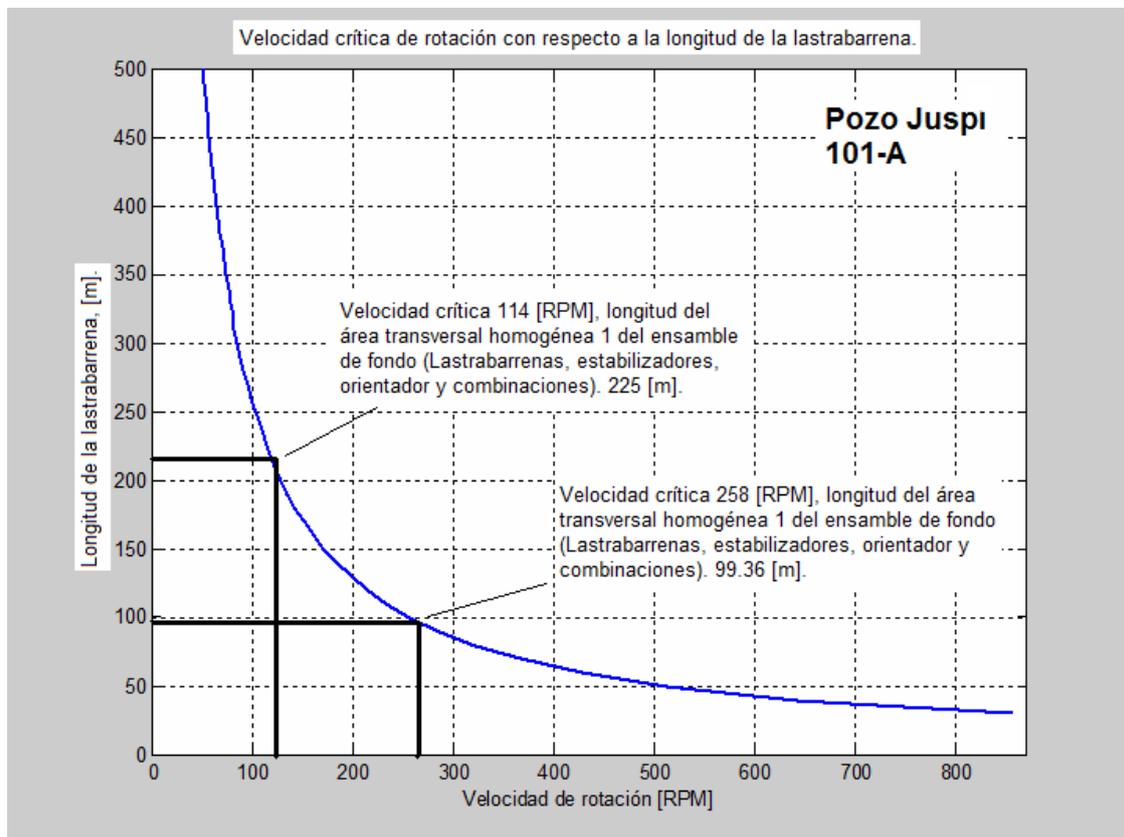


Figura 4.36. Velocidad crítica de rotación.

4.5.2. Sarta de perforación 2 etapa de 17 ½”, pozo Juspi 101 A

Debido a problemas de pérdida de circulación que se tuvieron en la perforación de la etapa de 17 ½” con la configuración de sarta de perforación anterior utilizando estabilizadores en el pozo Juspi 101 A se cambió a una sarta de perforación sin estabilizadores para evitar una sobrepresión que generaría más pérdidas de circulación.

El diseño de la sarta de perforación utilizada en esta etapa se muestra a continuación:

DESCRIPCIÓN	LONGITUD [m]
Tramos madrina de tubería de perforación, 5” x 4.276”.	19.03
Lingadas de tubería de perforación, 5” x 3”.	828.25
Tramos de tubería de perforación extrapesada, 5” x 3”.	112.09
Combinación 6 5/8” x Regular 6 5/8” NC-50.	2.43
Martillo hidromecánico, 8” x 2.132”.	5.46
Lastrabarrena normal, 8” x 2 13/16”.	55.16
Combinación 7 5/8” Regular x 6 5/8”.	2.42
Lastrabarrena normal, 9 ½” x 3”.	18.88
Lastrabarrena monel, 9 ½” x 3”.	8.01
Doble caja estabilizado, 9 ½” x 17 ½” x 3”.	2.15
Barrena tricónica de 17 ½”.	0.42

Longitud total de la sarta de perforación = 1054.30 [m].

La simulación se hizo con el fin de observar el comportamiento del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva, variando la velocidad de rotación con el diseño original de la sarta de perforación en la simulación 1 y en la simulación 2 se hizo modificando la longitud del área homogénea 1 y la velocidad de rotación.

4.5.2.1. Simulación 1, pozo Juspi 101 A

Para el análisis de las vibraciones mecánicas se dividió en tres áreas homogéneas la sarta de perforación. Se hizo el análisis de la velocidad crítica para el diseño de la sarta de perforación que se utilizaría, en el cual se obtuvo una velocidad crítica de rotación de 804 [RPM] debido a la configuración del diseño de la sarta de perforación, como se observa en la figura 4.37.

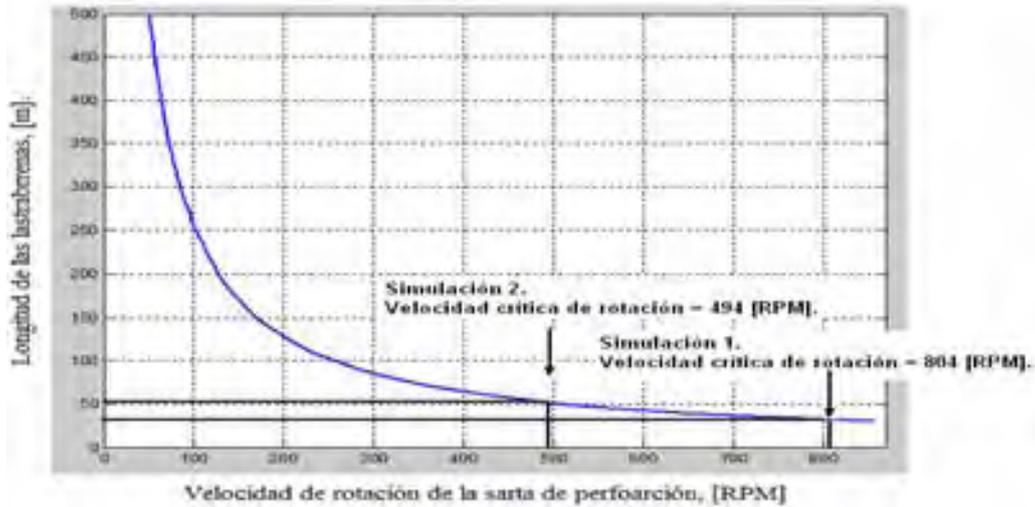


Figura 4.37. Velocidad crítica de rotación, pozo Juspi 101 A.

La configuración de las longitudes y datos de entrada de las áreas homogéneas se presenta en la figura 4.38.

Datos de entrada:

Rango de velocidades de rotación:
80 -130[RPM].

Longitud 1: 31.88 [m]
Do= 9.5 [in], Di= 3 [in].

Longitud 2: 63.05 [m]
Do= 8 [in], Di= 2.132 [in].

Longitud 3: 959.37 [m]
Do= 5 [in], Di= 3 [in].

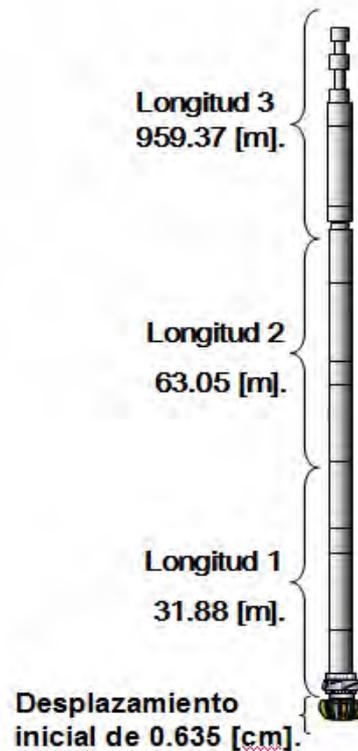


Figura 4.38. Sarta de perforación 2 etapa de 17 ½”, pozo Juspi 101 A.

En la figura 4.39 se observan los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas a diferentes velocidades de rotación, comenzando desde 80 hasta 130 [RPM], con una longitud de área transversal homogénea 1 de 31.88 [m].

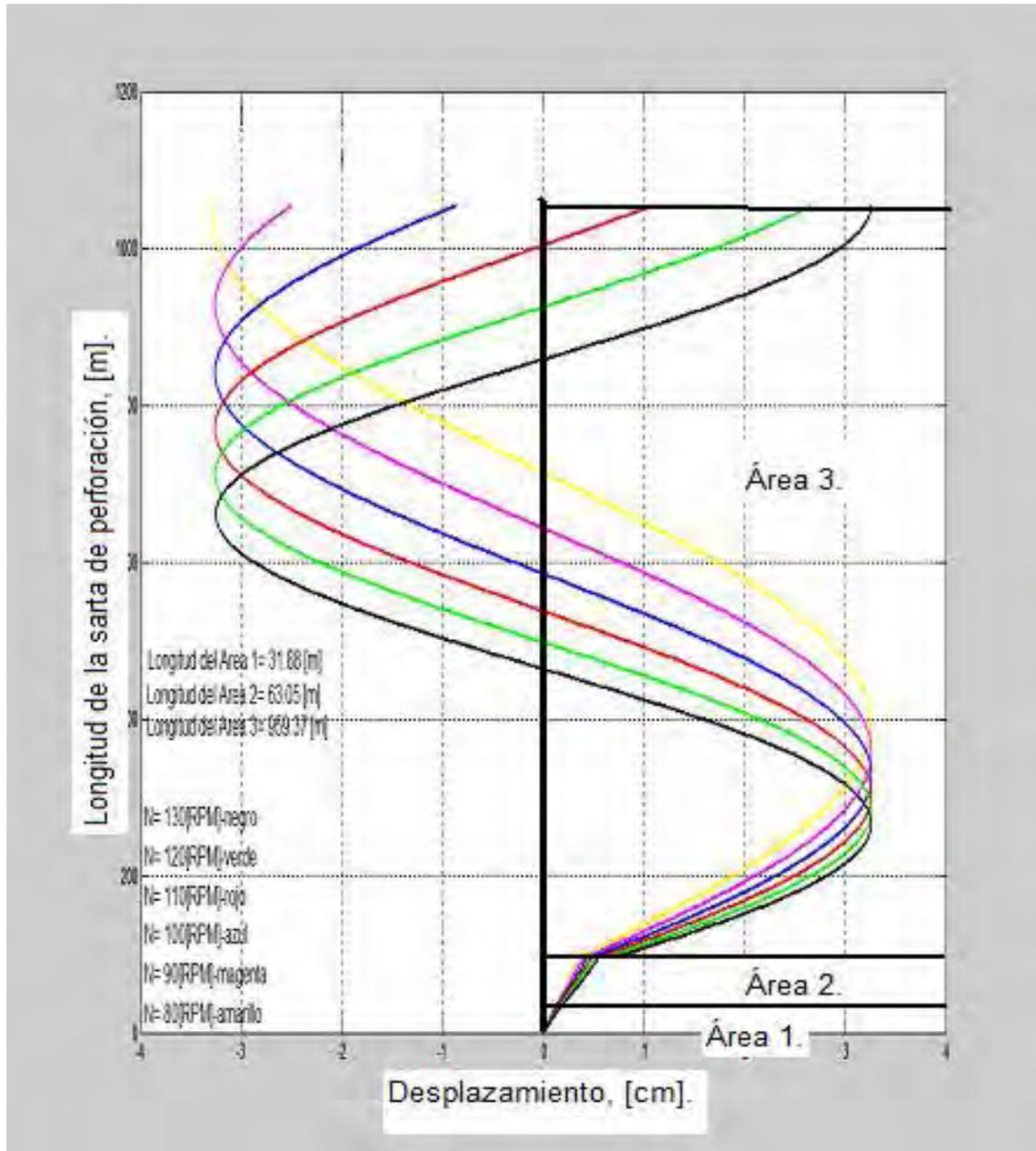


Figura 4.39. Desplazamientos, pozo Juspi 101 A.

Se tienen más desplazamientos a velocidades mayores debido a que la velocidad de rotación se acerca a la frecuencia natural de oscilación del área homogénea 1, la diferencia en los desplazamientos es pequeña puesto que se encuentra la rotación muy lejos de la velocidad crítica para esta configuración de ensamble de fondo cuya velocidad crítica es de 804 [RPM].

En la figura 4.40 se observa la fuerza dinámica compresiva a diferentes velocidades de rotación de 80 hasta 130 [RPM] la cual es negativa por que se encuentra por abajo de la velocidad crítica de rotación, lo que indica que no se tendrá la mayor fuerza dinámica compresiva en la barrena.

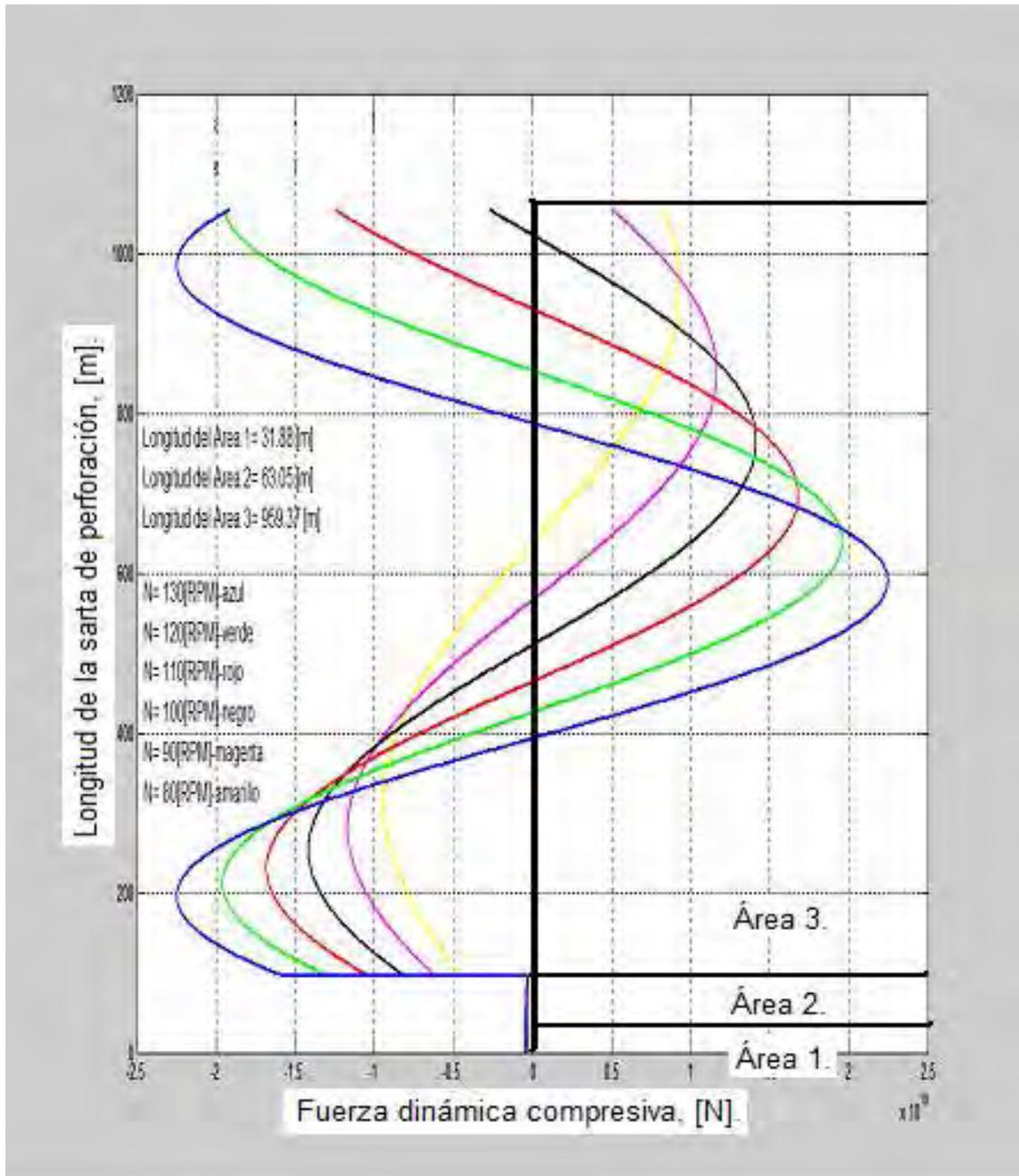


Figura 4.40. Fuerza dinámica compresiva, pozo Juspi 101 A.

Para mejorar el ritmo de penetración es necesario ampliar la longitud del área homogénea 1 con lo cual se modificaría la magnitud de la frecuencia natural de oscilación y la fuerza dinámica compresiva sería mayor en la formación y no en el cuerpo de la sarta de perforación.

En la figura 4.41 se observan la comparación de la fuerza dinámica compresiva y el desplazamiento que son provocados por una fuente de vibración, que es la velocidad de rotación.

El resultado del análisis indica que los desplazamientos y la fuerza dinámica compresiva no se encuentran en fase, debido a que se rota la sarta de perforación por abajo de la velocidad crítica, para que ambos estén en fase es necesario rotar a un velocidad superior a la velocidad crítica de rotación con lo cual se mejoraría el ritmo de penetración.

Para este diseño de sarta de perforación la velocidad crítica es de 804 [RPM] que es una velocidad de rotación muy alta e imposible de implementar en la perforación. La forma de disminuir esa velocidad crítica es incrementar la longitud del área homogénea 1 y con esto es posible rotar por encima de la velocidad crítica y mejorar el ritmo de penetración.

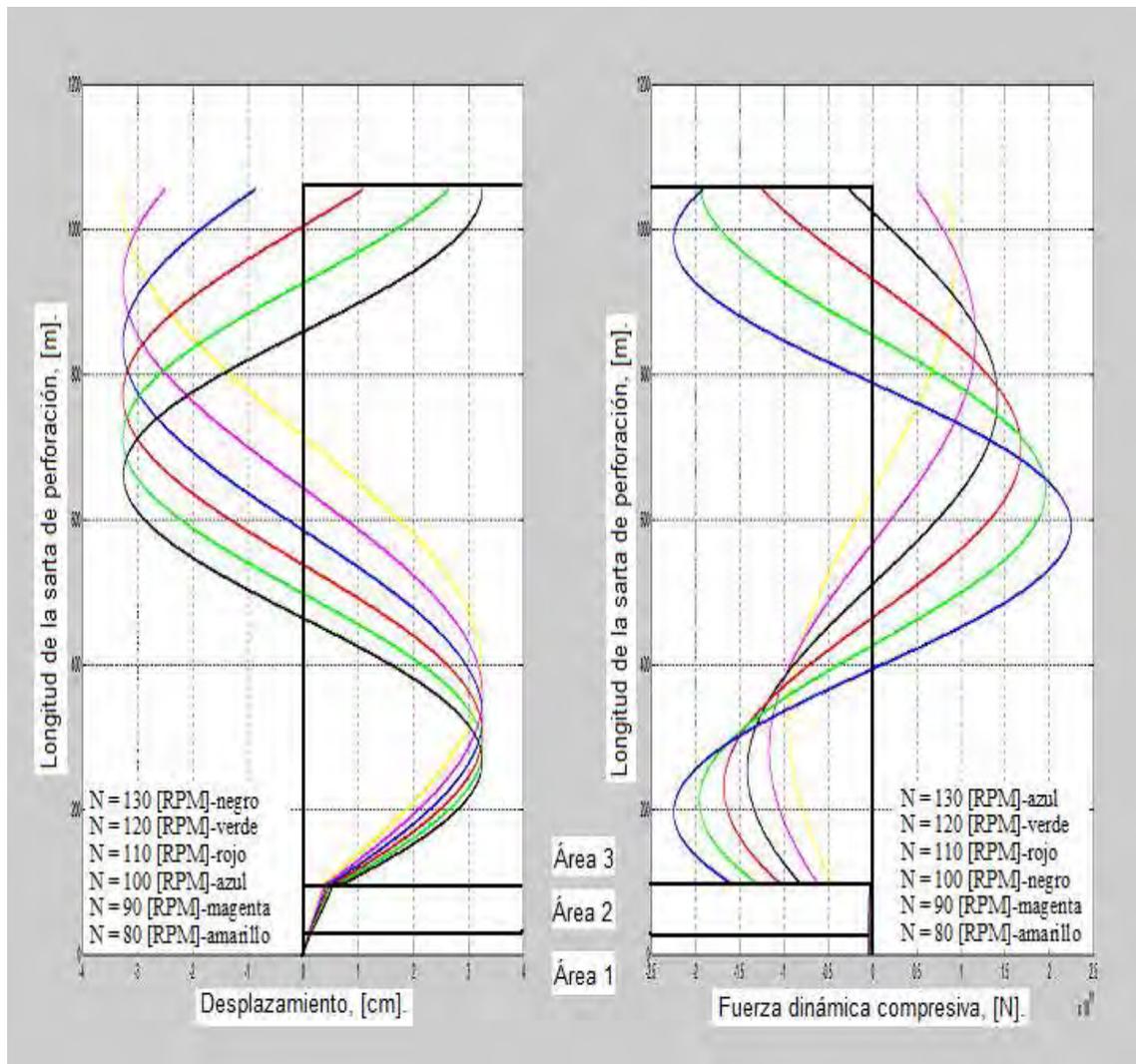


Figura 4.41. Comparación del desplazamiento con respecto a la fuerza dinámica compresiva.

4.5.2.2. Simulación 2, pozo Juspi 101 A

La simulación 2 se hizo incrementando en 20 [m] la longitud del área homogénea 1 del diseño original de la sarta de perforación de 31.88 [m] hasta 51.88 [m], se manejaron tres áreas transversales homogéneas sin alterar la longitud de la sarta de perforación de 1054.3 [m] como se observa en la figura 4.42.

En la simulación se varió la velocidad de rotación de 80 hasta 130 [RPM] para conservar las mismas condiciones de operación, observándose los desplazamientos y la fuerza dinámica compresiva provocados por las vibraciones mecánicas con la longitud del área transversal 1 incrementada en 20 [m].

La configuración de las áreas homogéneas en la sarta de perforación se muestra en la figura 4.42.

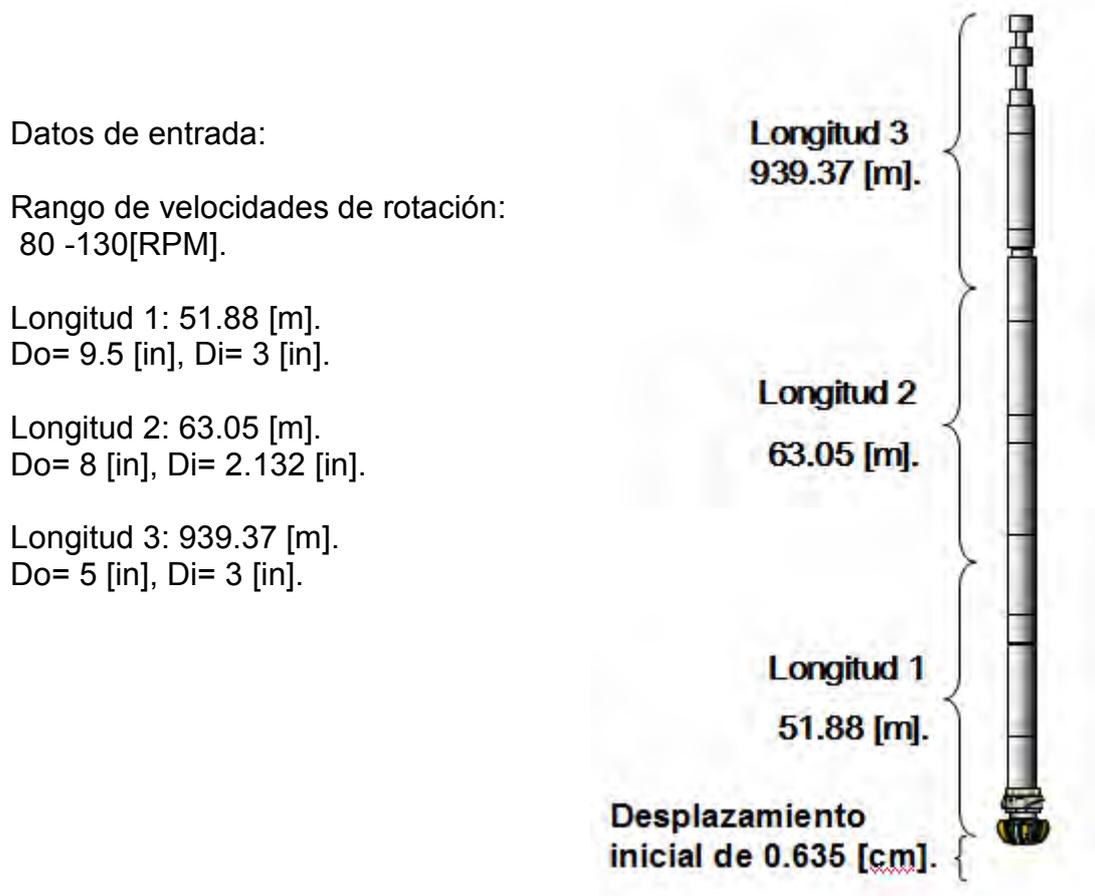


Figura 4.42. Sarta de perforación 2 etapa de 17 ½”, pozo Juspi 101 A.

En la figura 4.43 se observan los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas a diferentes velocidades de rotación, comenzando desde 80 hasta 130 [RPM] con una longitud de área transversal homogénea 1 de 51.88 [m]. Los desplazamientos están en función de la longitud del área transversal 1 debido a que esta etapa funciona como un amplificador de las vibraciones.

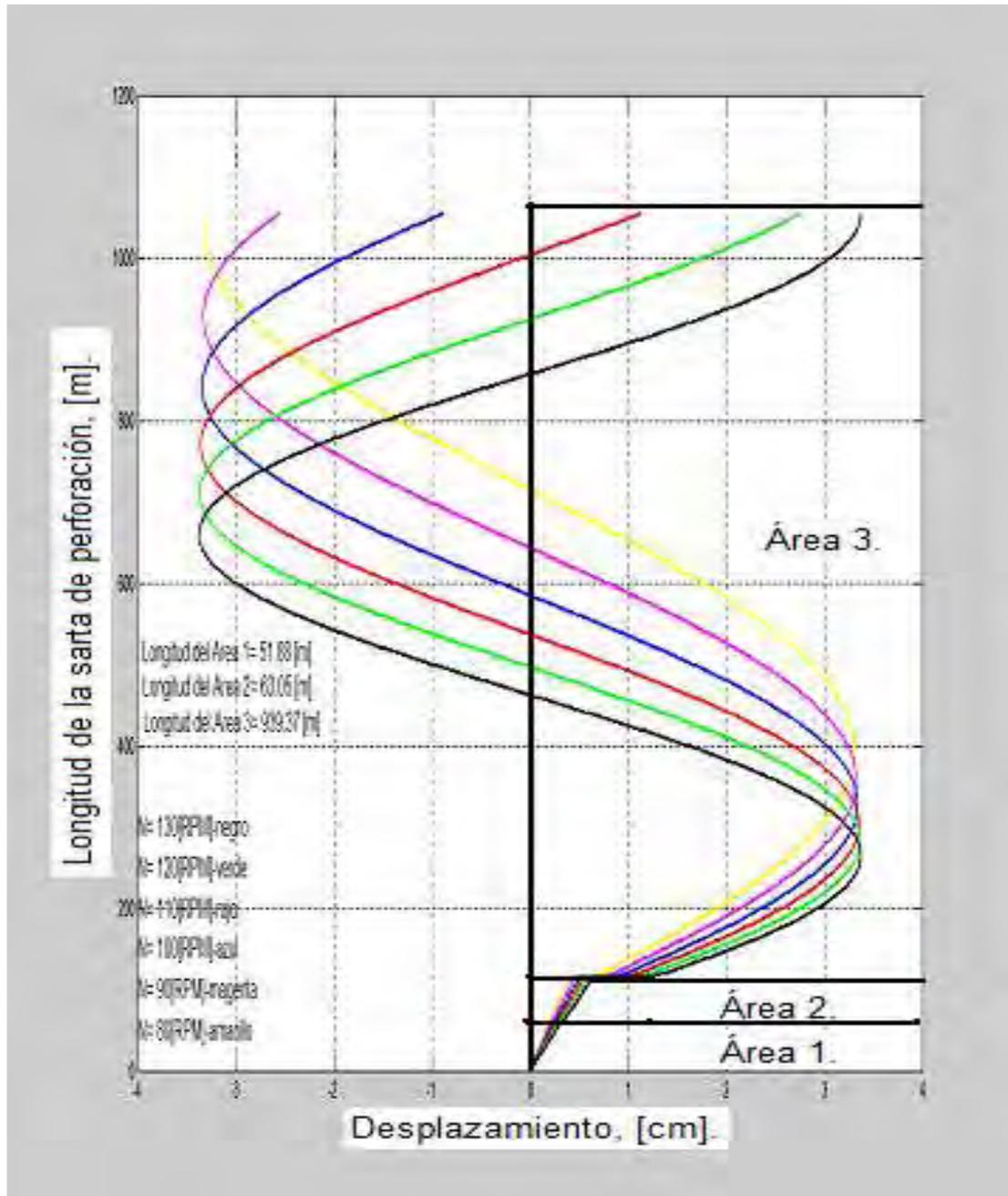


Figura 4.43. Desplazamientos, pozo Juspí 101 A.

Al incrementar la velocidad de rotación que los desplazamientos son mayores debido a que la velocidad de rotación se acerca a la velocidad crítica 494 [RPM], como se observa en la figura 4.37, y esto provoca que se tengan mayores desplazamientos.

En la figura 4.44 se observa el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva a diferentes velocidades de rotación desde 80 hasta 130 [RPM] la cuál es negativa por que se encuentra por debajo de la frecuencia de resonancia o por debajo de la velocidad crítica de rotación, lo que indica que no se tendrá la mayor fuerza compresiva en la barrena.

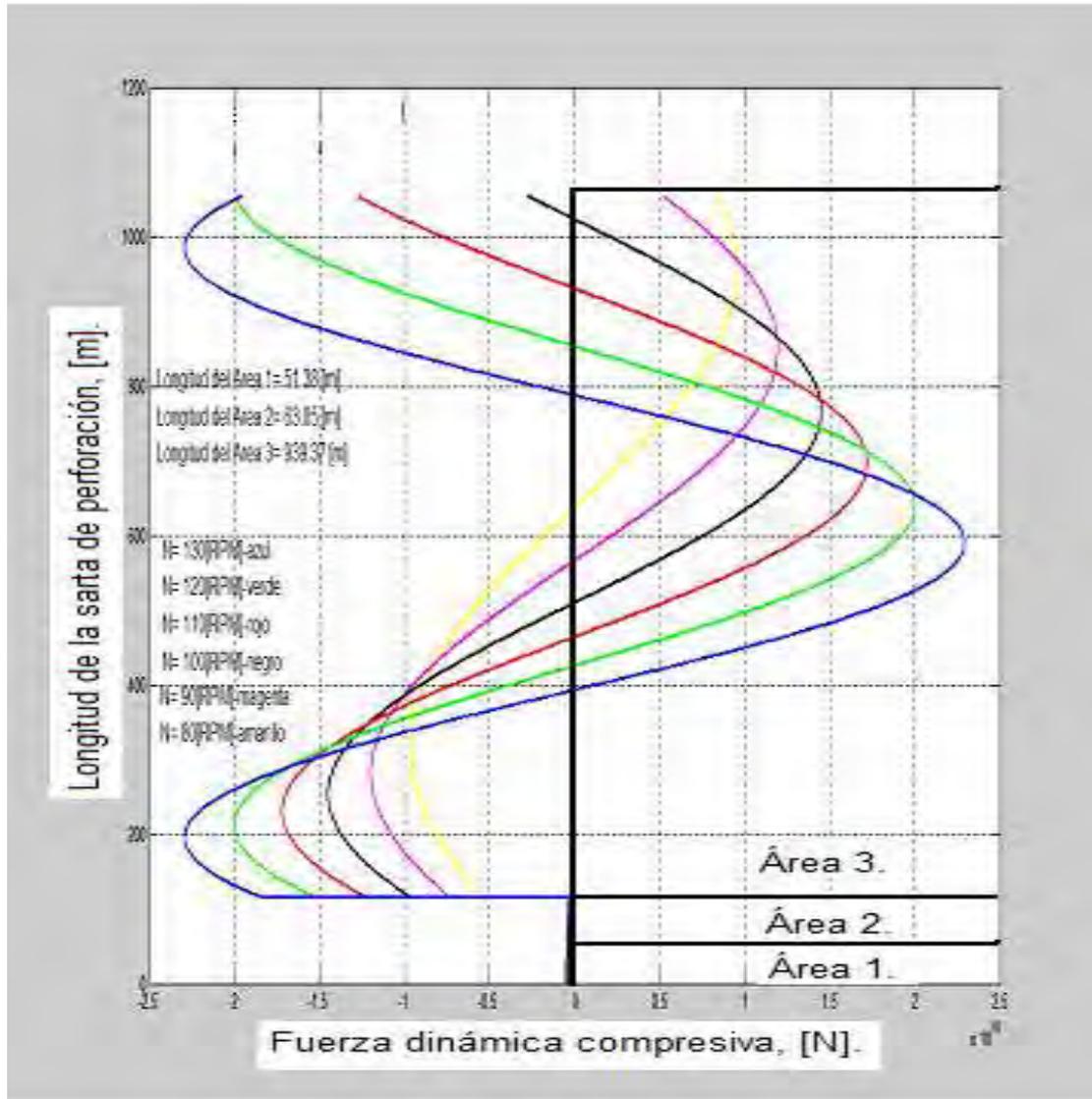


Figura 4.44. Fuerza dinámica compresiva, pozo Juspi 101 A.

La mayor fuerza dinámica compresiva se tendrá al entrar en la frecuencia de resonancia, pero esto tendrá repercusiones en el equipo de perforación y en su vida útil. Por lo cual se debe rotar por arriba de la velocidad crítica de rotación mejorándose el ritmo de penetración.

Para optimizar la fuerza dinámica compresiva es necesario ampliar la longitud del área homogénea 1 y así bajar el valor de la frecuencia natural de oscilación, resultando en una velocidad crítica de rotación menor y alcanzándose una rotación superior a la velocidad crítica de rotación.

La figura 4.45 muestra la comparación de la fuerza dinámica compresiva y el desplazamiento que son provocados por una fuente de vibración que es la velocidad de rotación en este análisis.

El resultado de la comparación indica que la fuerza dinámica compresiva y el desplazamiento no se encuentran en fase puesto que se rota por debajo de la velocidad crítica. Para que la fuerza dinámica compresiva y el desplazamiento estén en fase es necesario rotar a un velocidad superior de la velocidad crítica que es de 494 [RPM] con lo cuál se mejoraría el ritmo de penetración. La forma de disminuir esa velocidad crítica es incrementar la longitud del área homogénea 1, modificando la frecuencia natural de oscilación y la velocidad crítica de rotación.

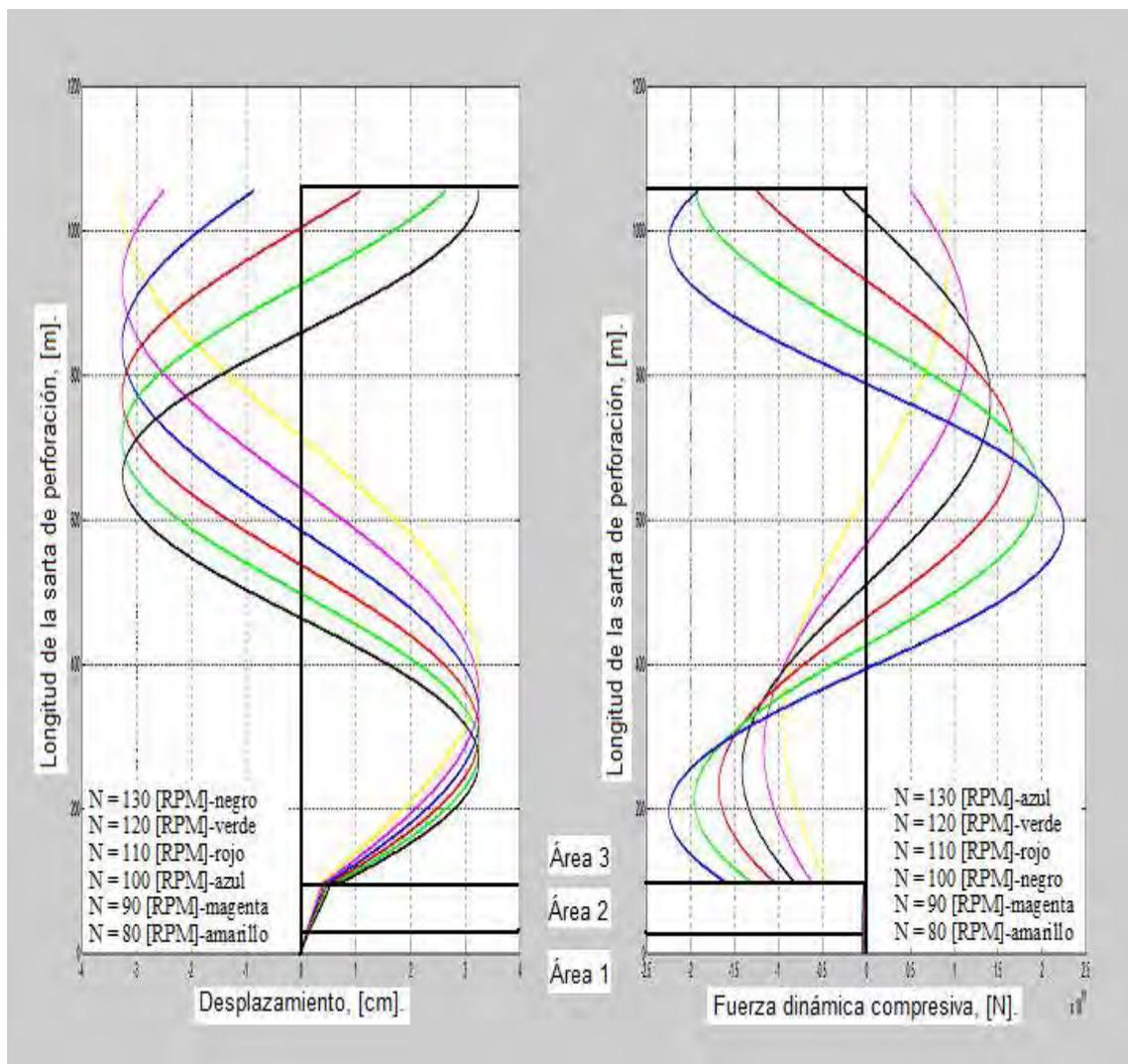


Figura 4.45 Comparación del desplazamiento con respecto a la fuerza dinámica compresiva, pozo Juspi 101 A.

4.5.2.3. Conclusiones, pozo Juspi 101 A

Las figuras anteriores 4.39 y 4.43 muestran una comparación entre los desplazamientos obtenidos con un área homogénea de 31.38 [m] y 51.38 [m]. La diferencia entre los desplazamientos es muy pequeña pero al incrementar la longitud del ensamble de fondo se modifica la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación.

Al modificar la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación es posible sobrepasar la frecuencia de resonancia y con ello optimizar el ritmo de penetración puesto que se tendrían al desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en fase.

En el caso de incrementar en 20 [m] la longitud del ensamble de fondo se bajó de 804 [RPM] a 500 [RPM] la velocidad crítica de rotación. La modificación en la sarta de perforación contempla el punto neutro dentro de la zona segura y el peso necesario en la barrena de acuerdo a las especificaciones del fabricante.

Para la situación en la que se encuentra el pozo con pérdidas de circulación no es recomendable el incremento en cuanto a la longitud del área homogénea 1 puesto que se generarían presiones que causarían una mayor pérdida de circulación.

Es recomendable manejar una mayor velocidad de rotación que incrementaría la fuerza dinámica compresiva o utilizar un amortiguador el cual modificaría la frecuencia natural de oscilación sin incrementar la longitud del área homogénea 1 y con ello disminuiría la velocidad crítica de rotación, optimizando el ritmo de penetración.

4.6. Pozo Jujo 23 B

El pozo Jujo es un pozo de desarrollo direccional que se ubica en el estado de Tabasco, municipio de Huimanguillo, de tipo terrestre, como se puede observar en la figura 4.46. Este pozo maneja un sistema de rotación de mesa rotaria y barrenas tricónicas para la perforación de la etapa de 17 ½”. La sarta de perforación empleada es una sarta empacada o rígida para mantener la verticalidad del pozo.

Los campos de correlación han presentado problemas en la etapa de 17 ½”, como lo son:

- Degollamiento de tubulares.
- Fallas de componentes de los equipos.
- Condiciones de operación.
- Vibraciones mecánicas.

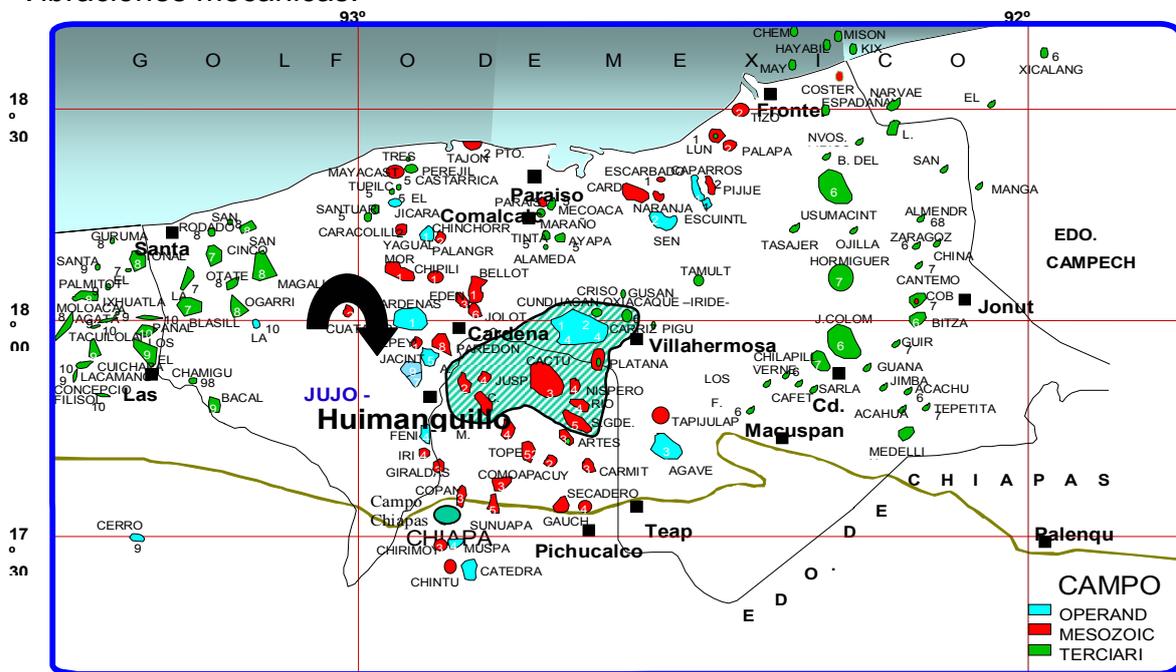


Figura 4.46. Ubicación geográfica del pozo Jujo 23B.

El objetivo de la simulación matemática es el de obtener los desplazamientos y el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva que presenta la sarta de perforación provocados por una fuente de vibración que es la velocidad de rotación en la etapa de perforación de 17 ½”, que comprende una profundidad de 1250.52 [m] a 3250.52 [m], para una velocidad de rotación de 120 [RPM].

La simulación matemática es posible hacerla en cualquier etapa de la perforación, pero en este caso se hizo en la etapa de 17 ½” por ser la etapa en la cuál se reportan problemas más severos por vibraciones mecánicas a nivel mundial.

A su vez se simuló la sarta de perforación variando la longitud del área transversal 2 observándose el comportamiento de los desplazamientos y de la fuerza dinámica compresiva.

4.6.1. Sarta de perforación etapa de 17 1/2", pozo Jujo 23 B

La sarta de perforación tiene la siguiente configuración:

Descripción	Longitud [m]
Tubería de perforación, 5" x 3".	1053.27
Tubería de perforación extrapesada, 5" x 3".	57.23
Combinación.	1.13
Tubería de perforación extrapesada, 8" x 3".	53.27
Combinación .	1.13
Martillo hidromecánico, 8" x 2 13/16".	5.46
Lastrabarrena normal, 8" x 2 13/16".	27.30
Estabilizador de 8" x 17 1/2" x 2 13/16".	2.56
Lastrabarrena normal, 8" x 2 13/16".	27.30
Combinación 7 5/8" regular x 6 5/8".	1.16
Estabilizador de 9 1/2" x 17 1/2" x 3".	1.85
Lastrabarrena normal, 9 1/2" x 3".	9.40
Estabilizador de 9 1/2" x 17 1/2" x 3".	2.56
Lastrabarrena tipo monel, 9 1/2" x 3".	2.46
Orientador 9 1/2".	1.0
Válvula contra presión 9 1/2" x 3".	1.0
Porta barrena estabilizado 9 1/2" x 17 1/2" x 3".	2.06
Barrena tricónica de 17 1/2".	0.38

Longitud total de la sarta de perforación es de 1250.52 [m].

Para la simulación se determinaron tres áreas en las cuales el área transversal de la sarta de perforación es homogénea. La velocidad crítica de rotación para el diseño de la sarta de perforación en las dos simulaciones se muestra en la figura 4.47.

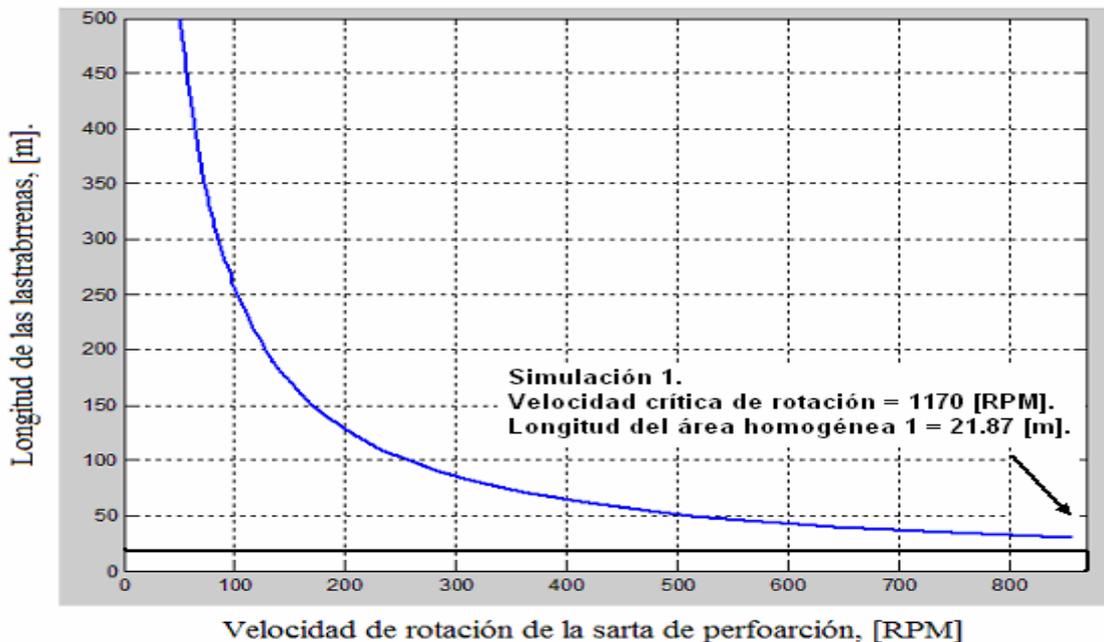


Figura 4.47. Velocidad crítica de rotación, pozo Jujo 23 B.

4.5.1.1. Simulación 1, pozo Jujo 23 B

Se simuló matemáticamente la sarta de perforación a una velocidad de rotación de 120 [RPM] y con una longitud de área homogénea 1 de 21.87 [m] como se observa en la figura 4.48, con un desplazamiento inicial de 0.00635 [m]. En el caso de los estabilizadores se asume el área efectiva en la conexión de las tuberías.

Datos de entrada y áreas homogéneas:

Velocidad de rotación: 120 [RPM].

Área 1

Longitud 1: 21.87 [m] .

Do= 9.5[in], Di= 3[in].

Área 2

Longitud 2: 117.02 [m].

Do= 6.5 [in], Di= 3[in].

Área 3

Longitud 3: 1111.63 [m].

Do= 5 7/8[in], Di= 4.276[in].

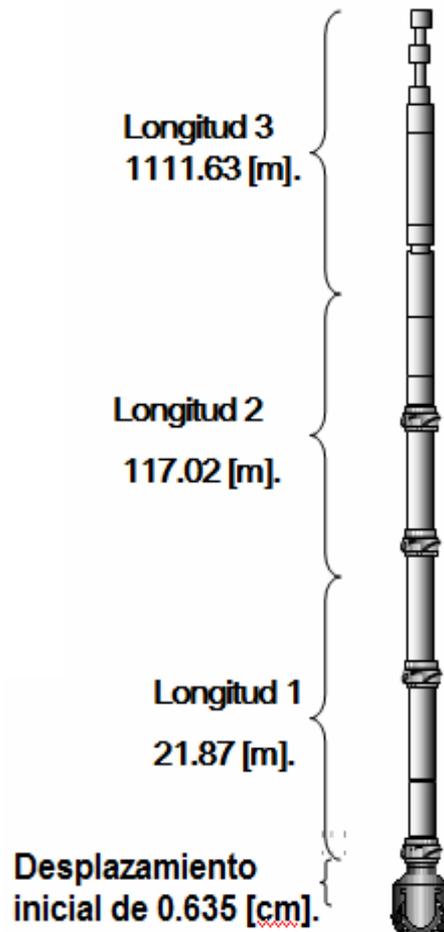


Figura 4.48. Sarta de perforación 1 etapa de 17 1/2", pozo Jujo 23 B.

En la figura 4.49 se muestra el comportamiento del desplazamiento provocado por las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación, para este análisis se conserva el diseño original de la sarta de perforación y una velocidad de rotación de 120 [RPM].

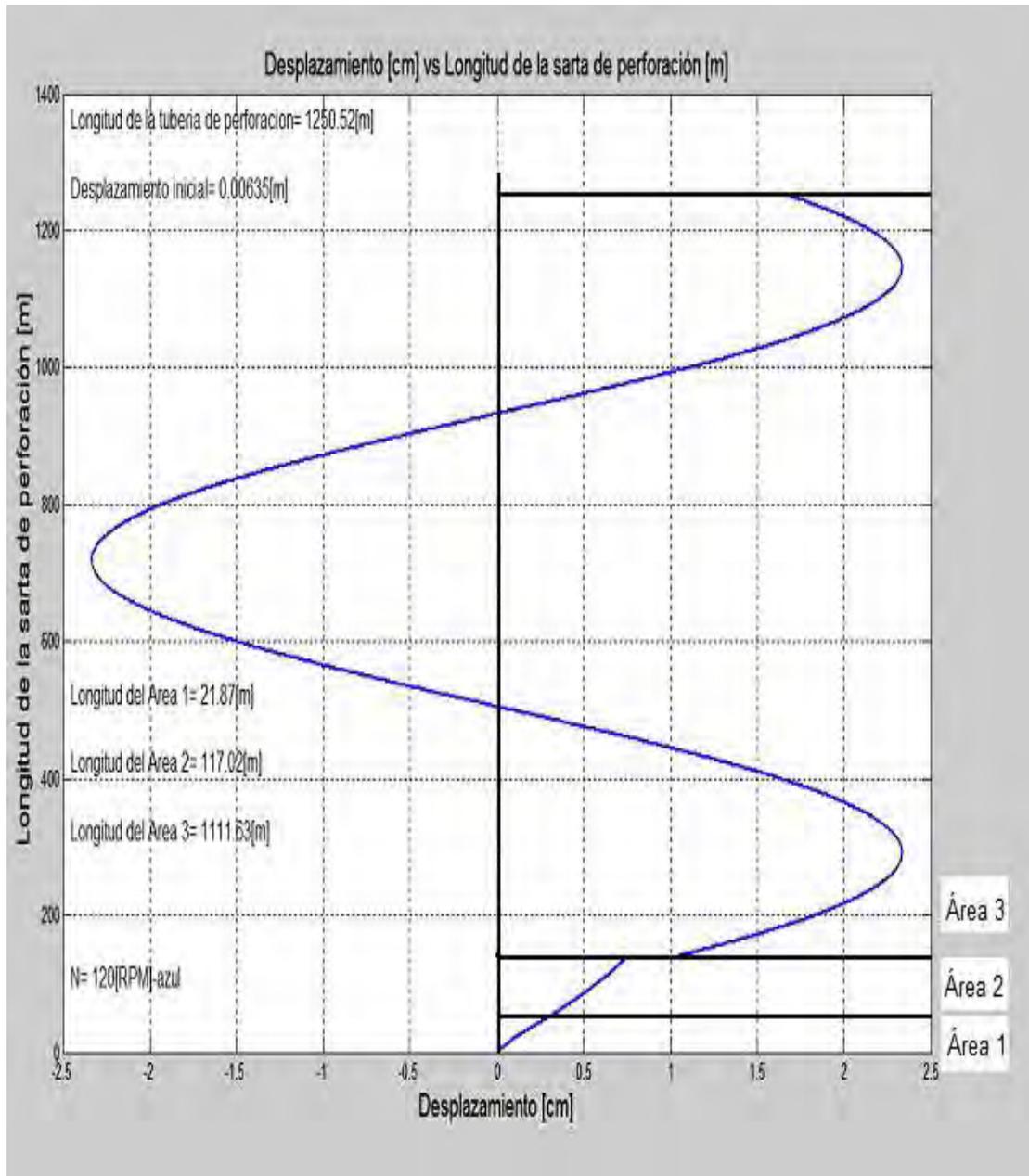


Figura 4.49. Desplazamientos, pozo Jujo 23 B.

La magnitud de los desplazamientos provocados por las vibraciones mecánicas generadas a una velocidad de rotación de 120 [RPM] y con un desplazamiento inicial de 0.635 [cm] son de 2.3 [cm] debido a que la longitud del área transversal 1 de 21.87 [m] amplifica las vibraciones mecánicas al resto de la sarta de perforación. Lo que puede representar fricciones en las paredes del pozo, inestabilidad y desgaste en la sarta.

En la figura 4.50 se observa el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación que depende de la magnitud de los desplazamientos.

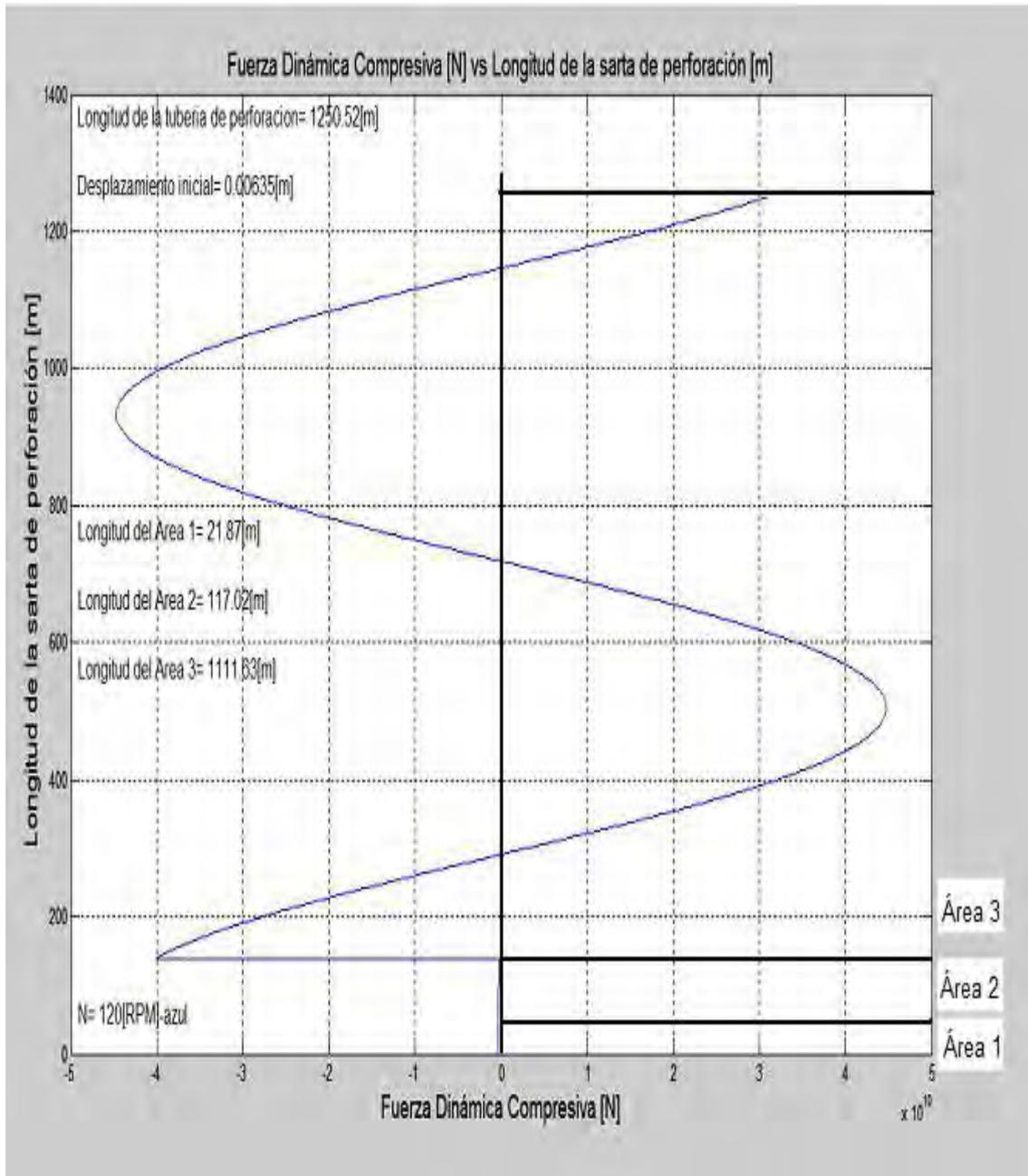


Figura 4.50. Fuerza dinámica compresiva, pozo Jujo 23 B.

La fuerza dinámica compresiva es negativa lo que nos indica que la sarta de perforación está rotando a una velocidad de rotación menor a la velocidad crítica de rotación resultando en un deficiente ritmo de penetración, ya que la energía se libera en el cuerpo de la sarta de perforación y no en la formación. Es recomendable incrementar la longitud del área homogénea 1 para disminuir la velocidad crítica de rotación de 1170 [RPM] y rotarse a una velocidad mayor a la crítica.

El desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva no se encuentran en fase como se observa en la figura 4.51, los desplazamientos son pequeños y la fuerza dinámica compresiva esta fuera de fase con los desplazamientos, lo que resulto en un buen deficiente ritmo de penetración ya que la energía no se libera en la formación y esta se libera en el cuerpo de la sarta de perforación.

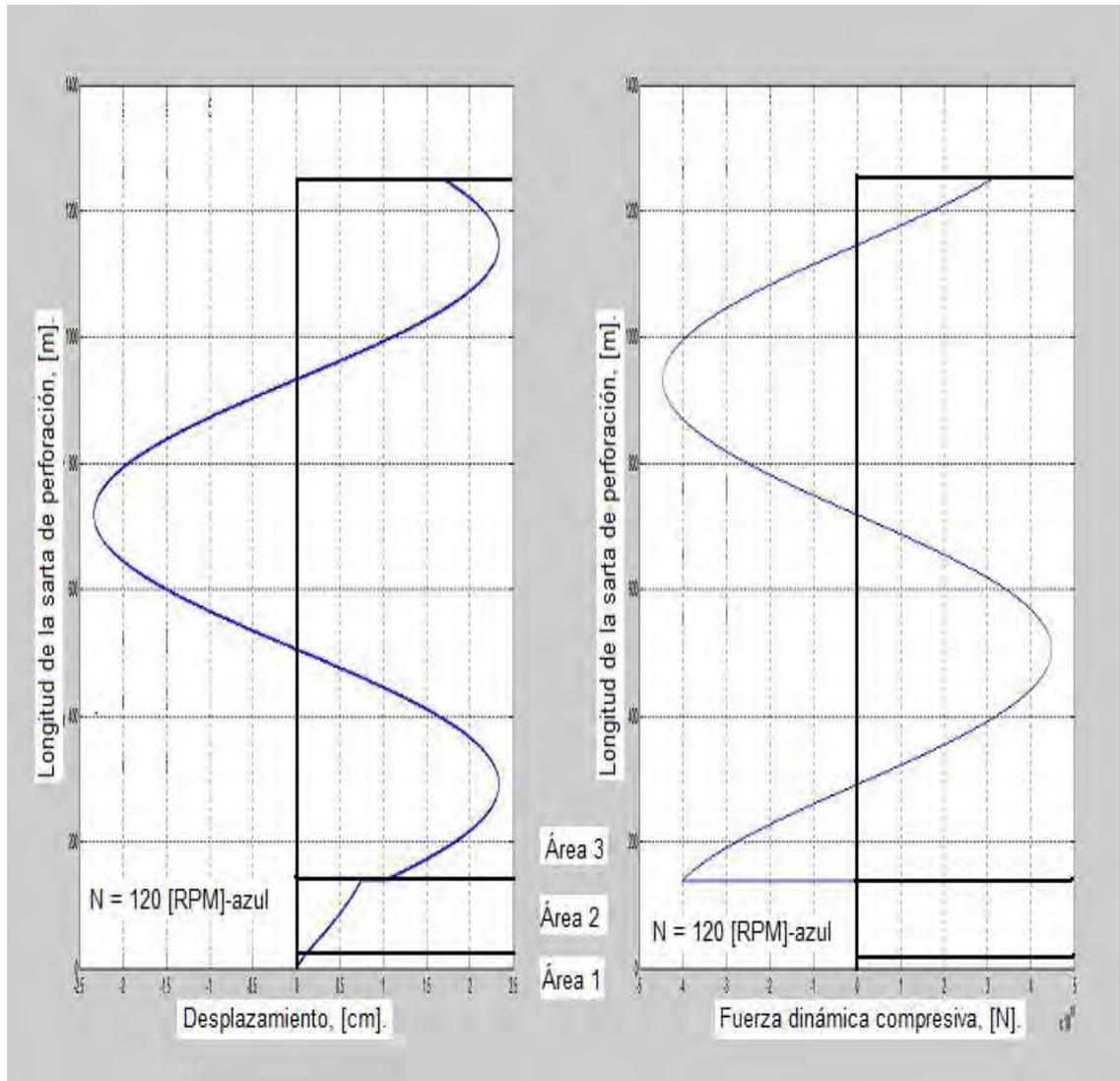


Figura 4.51. Comparación del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación del pozo Jujo 23 B.

Para mejorar el ritmo de penetración es necesario ampliar la longitud de los lastabarrenas en el área homogénea 1 con lo cual se modificaría la frecuencia natural de oscilación y se podría rotar por arriba de la velocidad crítica de rotación. Al estar en fase el desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva se tendría la máxima fuerza dinámica compresiva en la formación, pequeños desplazamientos y un óptimo ritmo de penetración.

4.6.3. Simulación 2, pozo Jujo

La simulación 2 se hizo modificando la longitud el área 2 homogénea en el diseño de la sarta de perforación. Se rotó la sarta de perforación a una velocidad de 120 [RPM], con un desplazamiento de 0.635 [cm]. En el caso de los estabilizadores se asume el área efectiva en la conexión de las tuberías.

La longitud de la sarta de perforación no se alteró y solo se le incrementó en 20 [m] la longitud del área homogénea 2 hasta tener una longitud de 177.02 [m]. Para no alterar la longitud original de la sarta de perforación se le restó la longitud incrementada a la tubería de perforación, utilizando una longitud total de la sarta de perforación de 1250.52 [m]. La velocidad crítica de rotación se mantiene en 1170 [RPM] por no alterarse la longitud del área homogénea 1.

Datos de entrada y áreas homogéneas:

Velocidad de rotación: 120 [RPM].

Área 1	Área 2	Área 3
Longitud 1: 21.87 [m].	Longitud 2: 117.02 [m].	Longitud 3: 1111.63 [m].
	Longitud 2: 137.02 [m].	Longitud 3: 1091.63 [m].
Do= 9.5[in], Di= 3[in].	Longitud 2: 157.02 [m].	Longitud 3: 1071.63 [m].
	Longitud 2: 177.02 [m].	Longitud 3: 1051.63 [m].
	Do= 6.5 [in], Di= 3[in].	Do= 5 7/8[in], Di= 4.276[in].

La configuración de las sarts de perforación empleadas para el análisis se muestran en la figura 4.52.

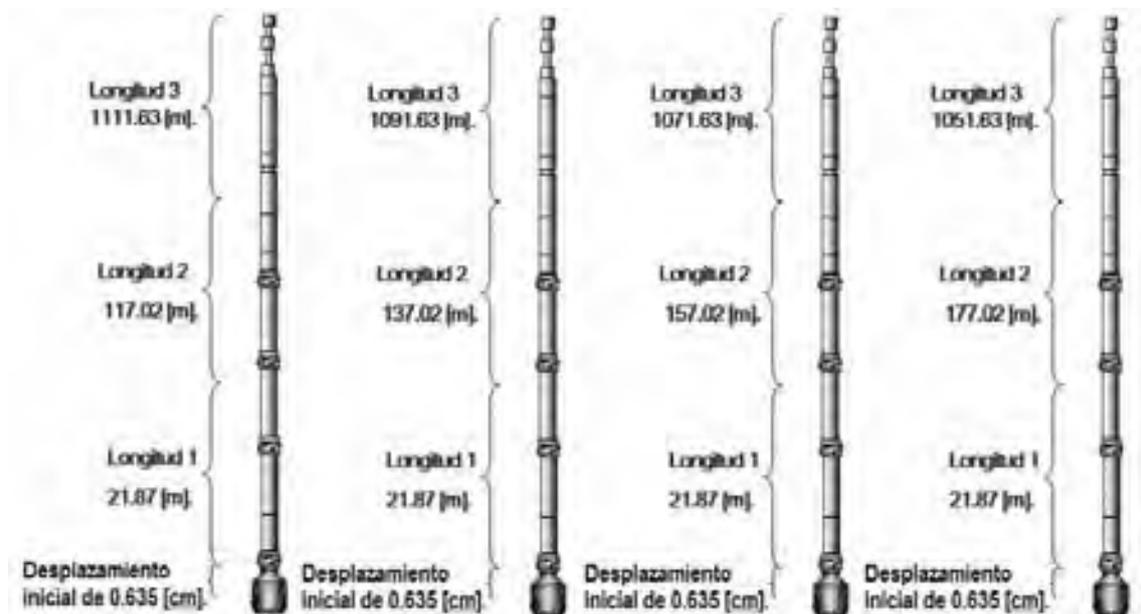


Figura 4.52. Sarts de perforación etapa de 17 1/2", pozo Jujo 23 B.

En la figura 4.53 se observa el comportamiento de los desplazamientos en la sarta de perforación provocados por las vibraciones mecánicas utilizando como fuente de excitación la velocidad de rotación y un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. La simulación se hizo utilizando una velocidad de rotación de 120 [RPM].

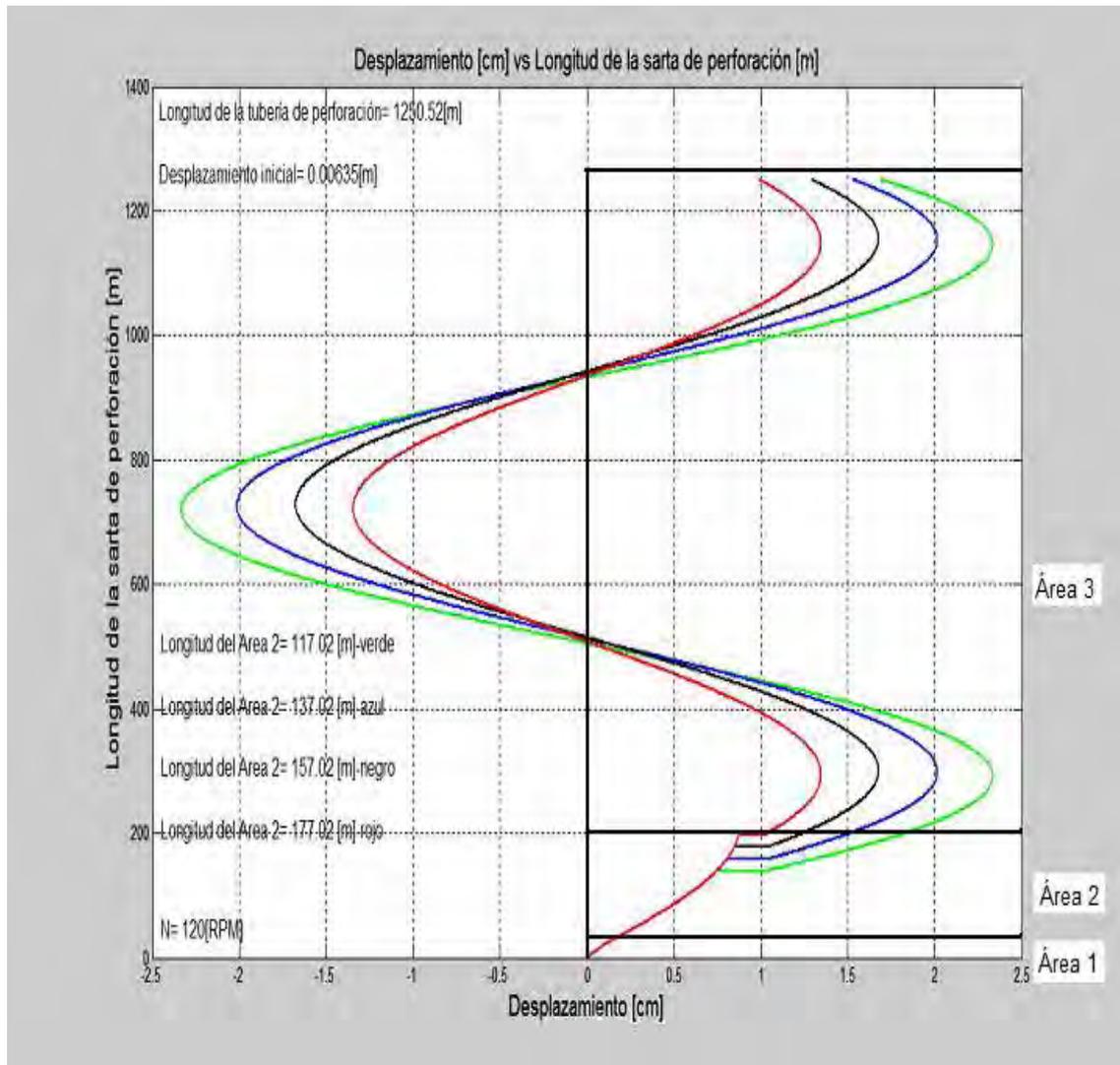


Figura 4.53. Desplazamientos, pozo Jujo 23 B.

Al modificar la longitud del área homogénea 2 a una velocidad de rotación de 120 [RPM] los desplazamientos en la tubería de perforación disminuyen. La frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación se mantiene debido a que depende de la longitud del área homogénea 1 y la velocidad crítica de rotación es de 1170 [RPM].

Al incrementar en 60 [m] la longitud del área homogénea 2 se disminuyeron los desplazamientos de 2.3 [cm] a 1.3 [cm] en el área homogénea 3. Los

desplazamientos resultantes de las vibraciones mecánicas se traducen en una mayor fricción de la sarta de perforación con las paredes del pozo, desgaste y fatiga para los elementos que componen la sarta de perforación.

En la figura 4.54 se observa el comportamiento de la fuerza dinámica compresiva a diferentes longitudes de área homogénea 2 de 117.02 [m] hasta 177.02 [m] y una velocidad de rotación de 120 [RPM], un desplazamiento inicial de 0.635 [cm]. La fuerza dinámica compresiva depende de la magnitud de los desplazamientos que se tengan en la sarta de perforación.

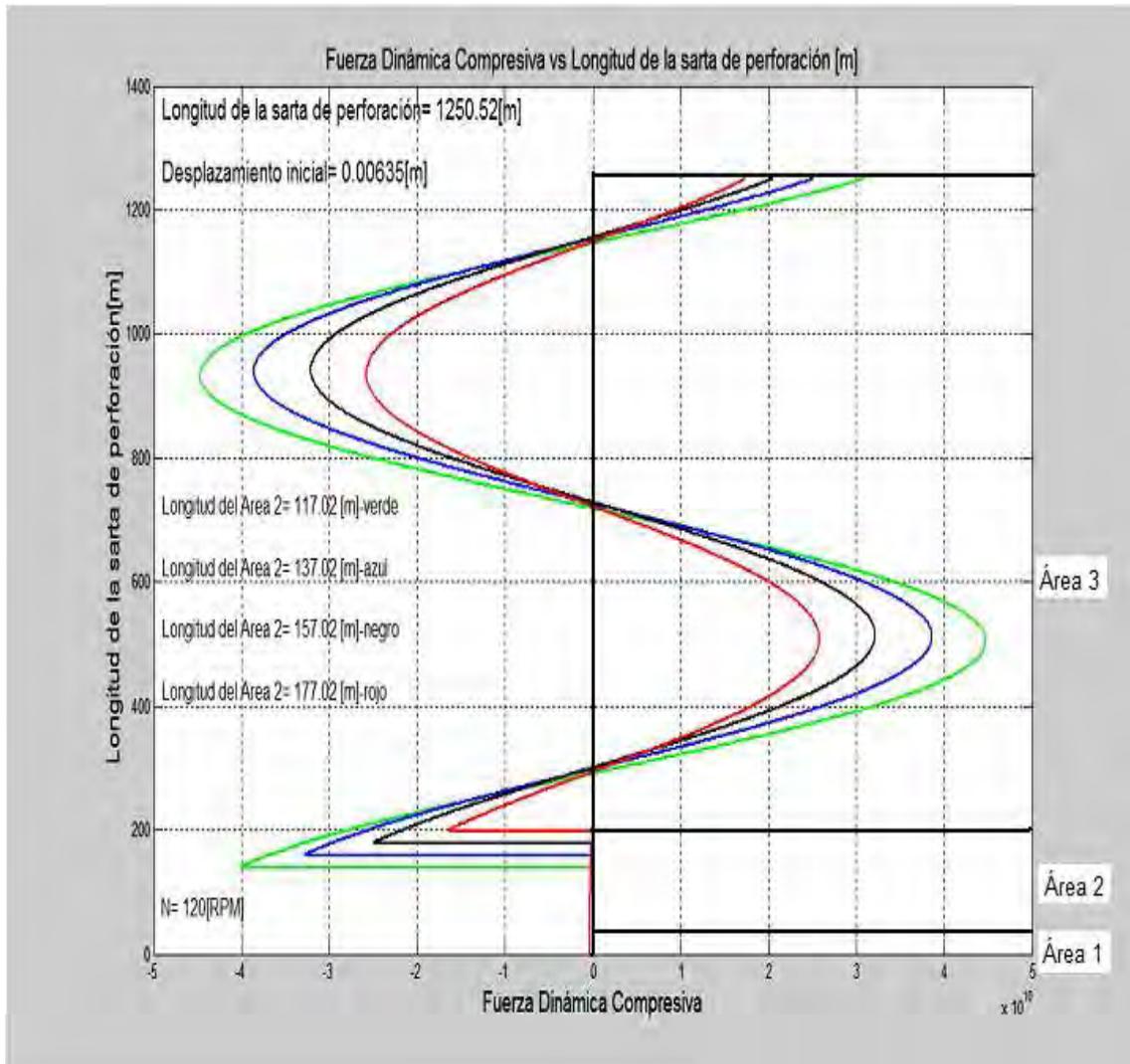


Figura 4.54. Fuerza dinámica compresiva, pozo Jujo 23 B.

La fuerza dinámica compresiva es negativa por que se encuentra rotando la sarta de perforación por debajo de la velocidad crítica de rotación que es de 1170 [RPM]. La mayor fuerza dinámica compresiva se libera en el cuerpo de la sarta de perforación en lugar de que se libere en la formación, lo que indica que no se tendrá un óptimo ritmo de penetración. Para disminuir la fuerza dinámica compresiva en el cuerpo de la sarta de perforación se incrementa la longitud del área homogénea 2.

Para mejorar la fuerza dinámica compresiva es necesario ampliar la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1, con lo cual se modificaría el valor de la frecuencia natural de oscilación, pudiéndose rotar a una velocidad superior a la velocidad crítica de rotación e incrementar la magnitud de la fuerza dinámica compresiva en la formación y no en el cuerpo de la sarta de perforación.

En la figura 4.55 se observa una comparación entre los desplazamientos que se tienen y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación que resulta de las vibraciones mecánicas.

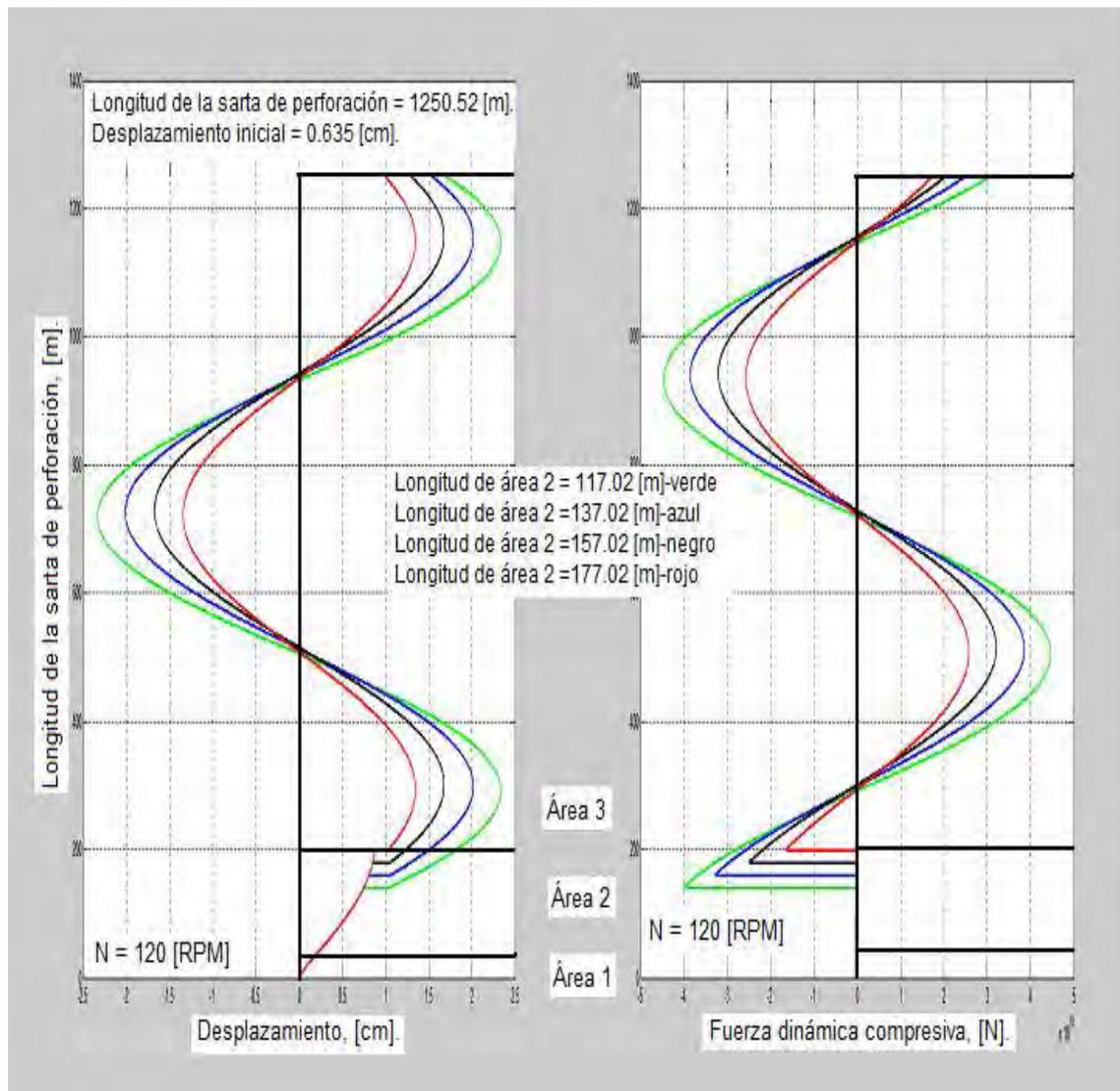


Figura 4.55. Comparación del desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva en la sarta de perforación, pozo Jujo 23 B.

El desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva se encuentran fuera de fase debido a que la rotación de la sarta de perforación se hace por debajo de la velocidad crítica de rotación, para que se encuentren en fase el desplazamiento y la fuerza dinámica compresiva es necesario incrementar la

longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1 resultando en la modificación de la frecuencia natural de oscilación de la sarta de perforación y disminución de la velocidad crítica de rotación.

Al incrementar la longitud del área homogénea 2 no se modifica la frecuencia natural de oscilación y resulta en el amortiguamiento de las vibraciones mecánicas en la tubería de perforación, la frecuencia natural de oscilación depende de la longitud del área homogénea 1.

La velocidad de rotación crítica para este diseño de sarta de perforación es de 1170 [RPM], que es una velocidad de rotación muy alta e imposible de implementar en la perforación. Es recomendable la ampliación de la longitud de los lastrabarrenas en el área homogénea 1 o la implementación de un amortiguador de vibraciones mecánicas lo que disminuiría la velocidad crítica de rotación y mejoraría la fuerza dinámica compresiva, obteniendo la mayor magnitud de fuerza dinámica compresiva en la formación y no en el cuerpo de la sarta de perforación.

4.6.4. Conclusiones, pozo Jujo 23 B

En las simulaciones matemáticas se observan los desplazamientos provocados en la sarta de perforación por una velocidad de rotación de 120 [RPM] en el diseño original encontrándose una velocidad crítica de 1170 [RPM] y un desplazamiento máximo de 2.3 [cm].

La fuerza dinámica compresiva resulta de la magnitud de los desplazamientos en la sarta de perforación y es negativa por que se está rotando por abajo de la velocidad crítica de rotación lo que disminuiría el ritmo de penetración. Lo recomendable es aumentar la longitud del área homogénea 1 para disminuir la frecuencia natural de oscilación y bajar la velocidad crítica de rotación. Al rotar la sarta de perforación por arriba de la velocidad crítica de rotación se disminuyen los desplazamientos y se mejora el ritmo de penetración por la fuerza dinámica compresiva es mayor en la barrena que en el cuerpo de la sarta de perforación.

Al incrementarse la longitud del área homogénea 2 se disminuyen los desplazamientos en la sarta de perforación y se disminuye la magnitud de la fuerza dinámica en la sarta de perforación.

Capítulo V

Conclusiones

El diseño y operación del ensamble de fondo contribuyen al control de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación, debido a que éste funciona como un amplificador de las vibraciones mecánicas en la sarta.

Las vibraciones mecánicas son modificadas por la velocidad de rotación, éstas incrementan su magnitud cuando la sarta de perforación se rota cerca de la frecuencia natural de oscilación del ensamble de fondo entrando en un estado de resonancia, es decir, en una velocidad crítica de rotación.

La fuerza dinámica compresiva depende de la magnitud de los desplazamientos en la sarta de perforación provocados por las vibraciones mecánicas. Al estar rotando la sarta cerca de la velocidad crítica de rotación se tiene la mayor magnitud de fuerza dinámica compresiva, lo que provoca el desgaste en los elementos de la sarta de perforación y desplazamientos de gran amplitud. Para optimizar el ritmo de penetración sin dañar los componentes de la sarta es necesario que la fuerza dinámica compresiva y los desplazamientos estén en fase, por lo cual es necesario rotar la sarta 20 c/s por arriba de la frecuencia de resonancia.

La frecuencia natural de oscilación de la sarta depende de la longitud del área homogénea 1. Cuando la fuente de excitación tiene la misma frecuencia que la frecuencia natural de oscilación, se entra en un estado de resonancia con el cual se obtiene la velocidad crítica de rotación de la sarta de perforación, como se muestra a continuación.

$$N_{crit} = \frac{5a}{L} [RPM]$$

Al incrementar la longitud del área homogénea 1, se disminuye la velocidad crítica de rotación y es posible rotar por arriba de la velocidad crítica, disminuyendo las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación y optimizando el ritmo de penetración.

Al incrementar la longitud del área homogénea 2, se disminuyen los desplazamientos en el área homogénea 3 (tubería de perforación) provocados por las vibraciones mecánicas. La fuerza dinámica compresiva disminuye en el cuerpo de la tubería de perforación pero ésta no se modifica en la barrena.

Al tener un cambio abrupto en las áreas transversales homogéneas se tiene una amplificación de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación, por lo cual el cambio entre las áreas transversales no debe ser tan drástico.

Recomendaciones

Para el control de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación se recomienda:

- Incrementar la longitud del área homogénea 1 y 2 para disminuir las vibraciones mecánicas y la velocidad crítica de rotación.
- Rotar la sarta de perforación por arriba de la velocidad crítica de rotación con el fin de optimizar el ritmo de penetración y la fuerza dinámica compresiva.
- Si se observan problemas de pérdidas de circulación por sobrepresión y no es posible incrementar la longitud del área homogénea 1, se puede utilizar un amortiguador de vibraciones mecánicas y rotar la sarta de perforación a velocidades altas, disminuyendo así las vibraciones y optimizando la perforación.
- La implementación de centradores en el piso de perforación disminuyen los desplazamientos laterales de la sarta de perforación y el desgaste de la misma.
- No manejar cambios de áreas transversales tan abruptas, lo cual ayuda a que la magnitud de las vibraciones amplificadas por el ensamble de fondo disminuyan.

Anexo

A

Anexo A-1

Tubería de perforación empleada en el diseño de la sarta de perforación de la etapa de perforación de 17 1/2", datos obtenidos de PEMEX Exploración y Producción.

127.00 mm		TUBERÍA DE PERFORACIÓN					5 "	
VALORES DE COMPORTAMIENTO MÍNIMO POR GRADO DE ACERO								
CUERPO DE TUBO			API				DST-TAMSA	
			E-75	X-95	G-105	S-135	X-95 SA	
Peso		Espesor		COLAPSO (psi)				
16.25 lb/ft	0.296 in	7.52 mm		8,110	8,620	9,830	8,110	
19.50 lb/ft	0.362 in	9.19 mm	9,980	12,030	13,000	15,670	12,030	
25.60 lb/ft	0.500 in	12.70 mm	13,500	17,100	18,500	24,300	17,100	
Peso		Espesor		TENSION (1,000 lb)				
16.25 lb/ft	0.296 in	7.52 mm		416	459	591	416	
19.50 lb/ft	0.362 in	9.19 mm	396	501	554	712	501	
25.60 lb/ft	0.500 in	12.70 mm	530	672	742	954	672	
Peso		Espesor		PRESIÓN INTERNA (psi)				
16.25 lb/ft	0.296 in	7.52 mm		9,840	10,590	13,990	9,840	
19.50 lb/ft	0.362 in	9.19 mm	9,500	12,040	13,300	17,100	12,040	
25.60 lb/ft	0.500 in	12.70 mm	13,130	16,630	18,380	23,630	16,630	

127.00 mm		TUBERÍA DE PERFORACIÓN					5 "		
DIÁMETRO EXTERIOR	NOMINAL	5	in	127.00	mm	16.25 lb/ft			
ESPESOR	NOMINAL	0.298	in	7.52	mm	mm			
PESO	NOMINAL	16.25	lb/ft	24.18	kg/m	0.296 in			
DIÁMETRO INTERIOR	NOMINAL	4.408	in	111.96	mm	mm			
ÁREA TRANSVERSAL	NOMINAL	4.374	in ²	2,821	mm ²	7.52 mm			
MANDRIL	NORMAL	4.221	in	107.29	mm	mm			
VALORES DE COMPORTAMIENTO MÍNIMO POR GRADO DE ACERO									
PROPIEDADES MECÁNICAS			API				DST-TAMSA		
ACERO			E-75	X-95	G-105	S-135	X-95 SA		
FLUENCIA	kg / mm ²		95	105	120	135	95		
	kg / mm ²		67	74	95	95	67		
RESISTENCIA	kg / mm ²		105	115	145	105	105		
	kg / mm ²		74	81	102	74	74		
CUERPO DE TUBO									
COLAPSO	psi		8,110	8,620	9,830	8,110			
	kg / mm ²		570	608	691	570			
TENSION	psi x 1,000		416	459	591	416			
	kg / mm ²		158	209	268	158			
PRESIÓN INTERNA	psi		9,840	10,590	13,990	9,840			
	kg / mm ²		692	765	994	692			

127.00 mm	DISEÑO DE PERFORACIÓN	TUBERÍA DE PERFORACIÓN				DISEÑO DE PERFORACIÓN	5 "
		DIÁMETRO EXTERIOR	NOMINAL	5	in		
ESPEJOR	NOMINAL	0.362	in	9.19	mm		
PESO	NOMINAL	19.50	lb/ft	29.02	kg/m		0.362 in
DIÁMETRO INTERIOR	NOMINAL	4.276	in	108.61	mm		
ÁREA TRANSVERSAL	NOMINAL	5.275	in ²	3,403.0	mm ²		9.19 mm
MANDRIL	NOMINAL	4.089	in	103.85	mm		
VALORES DE COMPORTAMIENTO MÍNIMO POR GRADO DE ACERO							
PROPIEDADES MECÁNICAS		API				DST-TAMSA	
ACERO		E-75	X-95	G-105	S-135	X-95 SA	
FLUENCIA	ksi	75	95	105	135	95	
	kg / cm ²	53	67	74	95	67	
RESISTENCIA	ksi	100	105	115	145	105	
	kg / cm ²	70	74	81	102	74	
CUERPO DE TUBO							
COLAPSO	psi	9,380	12,000	13,080	15,670	12,030	
	kg / cm ²	700	848	914	1102	848	
TENSIÓN	psi x 1,000	394	501	584	712	501	
	ksi	1.79	2.27	2.61	3.23	2.27	
PRESIÓN INTERNA	psi	9,500	12,040	13,300	17,100	12,040	
	kg / cm ²	668	848	935	1,202	848	

127.00 mm	DISEÑO DE PERFORACIÓN	TUBERÍA DE PERFORACIÓN				DISEÑO DE PERFORACIÓN	5 "
		DIÁMETRO EXTERIOR	NOMINAL	5	in		
ESPEJOR	NOMINAL	0.500	in	12.70	mm		
PESO	NOMINAL	25.60	lb/ft	38.10	kg/m		0.500 in
DIÁMETRO INTERIOR	NOMINAL	4.000	in	101.60	mm		
ÁREA TRANSVERSAL	NOMINAL	7.069	in ²	4,560.4	mm ²		12.70 mm
MANDRIL	NOMINAL	3.813	in	96.84	mm		
VALORES DE COMPORTAMIENTO MÍNIMO POR GRADO DE ACERO							
PROPIEDADES MECÁNICAS		API				DST-TAMSA	
ACERO		E-75	X-95	G-105	S-135	X-95 SA	
FLUENCIA	ksi	75	95	105	135	95	
	kg / cm ²	53	67	74	95	67	
RESISTENCIA	ksi	100	105	115	145	105	
	kg / cm ²	70	74	81	102	74	
CUERPO DE TUBO							
COLAPSO	psi	13,500	17,100	18,200	24,000	17,100	
	kg / cm ²	949	1,202	1,329	1,708	1,202	
TENSIÓN	psi x 1,000	530	672	742	954	672	
	ksi	2.40	3.05	3.37	4.33	3.05	
PRESIÓN INTERNA	psi	13,150	16,630	18,340	23,830	16,630	
	kg / cm ²	923	1,169	1,292	1,661	1,169	

139.70 mm		TUBERÍA DE PERFORACIÓN					5 1/2 "	
VALORES DE COMPORTAMIENTO MÍNIMO POR GRADO DE ACERO								
CUERPO DE TUBO		API				DST-TAMSA		
		E-75	X-95	G-105	S-135	X-95 SA		
		COLAPSO (psi)						
Peso	Espesor							
21.90 lb/ft	0.361 in	9.17 mm	8,410	10,020	10,750	12,680	10,020	
24.70 lb/ft	0.415 in	10.54 mm	10,460	12,930	14,010	17,020	12,930	
		TENSION (1,000 lb)						
Peso	Espesor							
21.90 lb/ft	0.361 in	9.17 mm	437	554	612	787	554	
24.70 lb/ft	0.415 in	10.54 mm	497	630	696	895	630	
		PRESIÓN INTERNA (psi)						
Peso	Espesor							
21.90 lb/ft	0.361 in	9.17 mm	8,610	10,910	12,060	15,510	10,910	
24.70 lb/ft	0.415 in	10.54 mm	9,900	12,540	13,860	17,830	12,540	

139.70 mm		TUBERÍA DE PERFORACIÓN					5 1/2 "	
DIÁMETRO EXTERIOR	NOMINAL	5 1/2	in	139.70	mm	21.90 lb/ft		
ESPESOR	NOMINAL	0.361	in	9.17	mm	-		
PESO	NOMINAL	21.90	lb/ft	32.59	kg/m	0.361 in		
DIÁMETRO INTERIOR	NOMINAL	4.778	in	121.36	mm	-		
ÁREA TRANSVERSAL	NOMINAL	5.828	in ²	3,761	mm ²	9.17 mm		
MANDRIL	NORMAL	4.091	in	116.60	mm	-		
VALORES DE COMPORTAMIENTO MÍNIMO POR GRADO DE ACERO								
PROPIEDADES MECÁNICAS		API				DST-TAMSA		
ACERO		E-75	X-95	G-105	S-135	X-95 SA		
FLUENCIA	kg/cm ²	75	95	105	135	95		
	límite ELÁSTICO	53	67	74	95	67		
RESISTENCIA	kg/cm ²	100	105	115	145	105		
	(ESFUERZO DE RUPURA)	75	74	81	102	74		
CUERPO DE TUBO								
COLAPSO	psi	8,410	10,020	10,750	12,680	10,020		
	kg/cm ²	591	704	756	891	704		
TENSION	lb x 1,000	437	554	612	787	554		
	ton	198	251	276	357	251		
PRESIÓN INTERNA	psi	8,610	10,910	12,060	15,510	10,910		
	kg/cm ²	605	767	848	1,090	767		

139.70 mm		TUBERÍA DE PERFORACIÓN					5 1/2 "	
NOMINAL							NOMINAL	
DIÁMETRO EXTERIOR	NOMINAL	5 1/2	in	139.70	mm	24.70 lb/ft		
ESPESOR	NOMINAL	0.415	in	10.54	mm			
PESO	NOMINAL	24.70	lb/ft	36.76	kg/m	0.415 in		
DIÁMETRO INTERIOR	NOMINAL	4.870	in	118.62	mm			
ÁREA TRANSVERSAL	NOMINAL	6.630	in ²	4,277.2	mm ²	10.54 mm		
MANDRIL	NORMAL	4.483	in	113.86	mm			
VALORES DE COMPORTAMIENTO SÓLIDO POR GRADO DE ACERO								
PROPIEDADES MECÁNICAS		API				DST-TAMSA		
ACERO		E-75	X-95	G-105	S-135	X-95 SA		
FLUENCIA	kgf/mm ²	75	95	105	135	95		
	(LÍMITE ELÁSTICO)	53	67	74	95	67		
RESISTENCIA	kgf/mm ²	100	105	115	145	105		
	(ESFUERZO DE RUPTURA)	70	74	81	102	74		
CUERPO DE TUBO								
COLAPSO	psi	10,460	12,650	14,010	17,530	12,650		
	kgf/cm ²	735	909	993	1197	909		
TENSIÓN	lb x 1,000	497	630	696	895	630		
	kgf	226	288	315	405	288		
PRESIÓN INTERNA	psi	9,900	12,540	13,880	17,530	12,540		
	kgf/cm ²	696	892	974	1,254	892		

Anexo A-2

Tubería de perforación extra pesada empleada en el diseño de la sarta de perforación, datos obtenidos de PEMEX Exploración y Producción.

TUBERIA DE PERFORACION EXTRA PESADA (HEVI-WATE)

DIAMETRO NOMINAL			3 1/2" - 26#	4" - 28#	4 1/2" - 42#	5" - 50#	4 1/2" 42#	5" - 50#	
RANGO			II	II	II	II	III	III	
CUERPO DE TUBERIA DE PERFORACION	DIAMETRO INTERNO	MM	52.4	65.1	69.8	76.2	69.8	76.2	
		PULG	2.0625	2.5625	2.75	3	2.75	3	
	ESPESOR	MM	18.2	18.2	22.2	25.4	22.2	25.4	
		PULG	0.719	0.719	0.875	1	0.875	1	
	AREA TRANSVERSAL	MM ²	4051	4779	6427	8106	6427	8106	
		PULG ²	6.28	7.409	9.965	12.566	9.965	12.566	
	END UPSET	MM	92.1	104.8	117.5	130.2	117.5	130.2	
		PULG	3.625	4.125	4.625	5.125	4.625	5.125	
	CENTRAL UPSET	MM	101.6	114.3	127	139.7	127	139.7	
		PULG	4	4.5	5	5.5	5	5.5	
	TOOL JOINT	STYLE		NC38 (3 1/2IF)	NC40 (4FH)	NC46 (4IF)	NC50 (4 1/2IF)	NC46 (4IF)	NC 50 (4 1/2 IF)
		DIAMETRO EXTERNO	MM	120.6	133.3	158.7	165.1	158.7	165.1
PULG			4.75	5.25	6.25	6.5	6.25	6.5	
DIAMETRO INTERNO		MM	55.6	68.3	73	77.8	73	77.8	
	PULG	2.1875	2.6875	2.875	3 1/16	2.875	3.0625		
PESO: TUBERIA + TOOL JOINT		KG/M	37.7	44.2	61	73.5	59.4	72.2	
		LB/PIE	25.3	29.7	41	49.3	39.9	48.5	
CAPACIDAD		L/M	2.19	3.37	3.87	4.61	3.87	4.61	
		GAL/FT	0.177	0.271	0.312	0.371	0.312	0.371	
DESPLAZAMIENTO EXTREMO ABIERTO		L/M	4.81	5.64	7.79	9.36	7.57	9.2	
		GAL/FT	0.387	0.454	0.627	0.754	0.61	0.741	
DESPLAZAMIENTO EXTREMO CERRADO		L/M	7	9.01	11.66	13.97	11.44	13.81	
		GAL/FT	0.564	0.725	0.939	1.125	0.922	1.112	
RESISTENCIAS A LA TENSION	TUBERIA	10 ³ daN	153	181	244	307	244	307	
		10 ³ LB	345	408	548	691	548	691	
	TOOL JOINT	10 ³ daN	333	316	456	563	456	563	
		10 ³ LB	749	711	1025	1266	1025	1266	
RESISTENCIAS A LA TORSION	TUBERIA	m-daN	2383	3190	5260	6966	5260	6966	
		PIE-LB	19575	27635	40715	56495	40715	56495	
	TOOL JOINT	m-daN	2383	3190	5260	6966	5260	6966	
		PIE-LB	17575	23525	38800	51375	38800	51375	
TORQUE DE APRETE		m-daN	1342	1797	2956	3985	2956	3985	
		PIE-LB	9900	13250	21800	29400	21800	29400	

Anexo A-3

Lastrabarrena empleada en el diseño de la sarta de perforación, datos obtenidos de PEMEX Exploración y Producción.

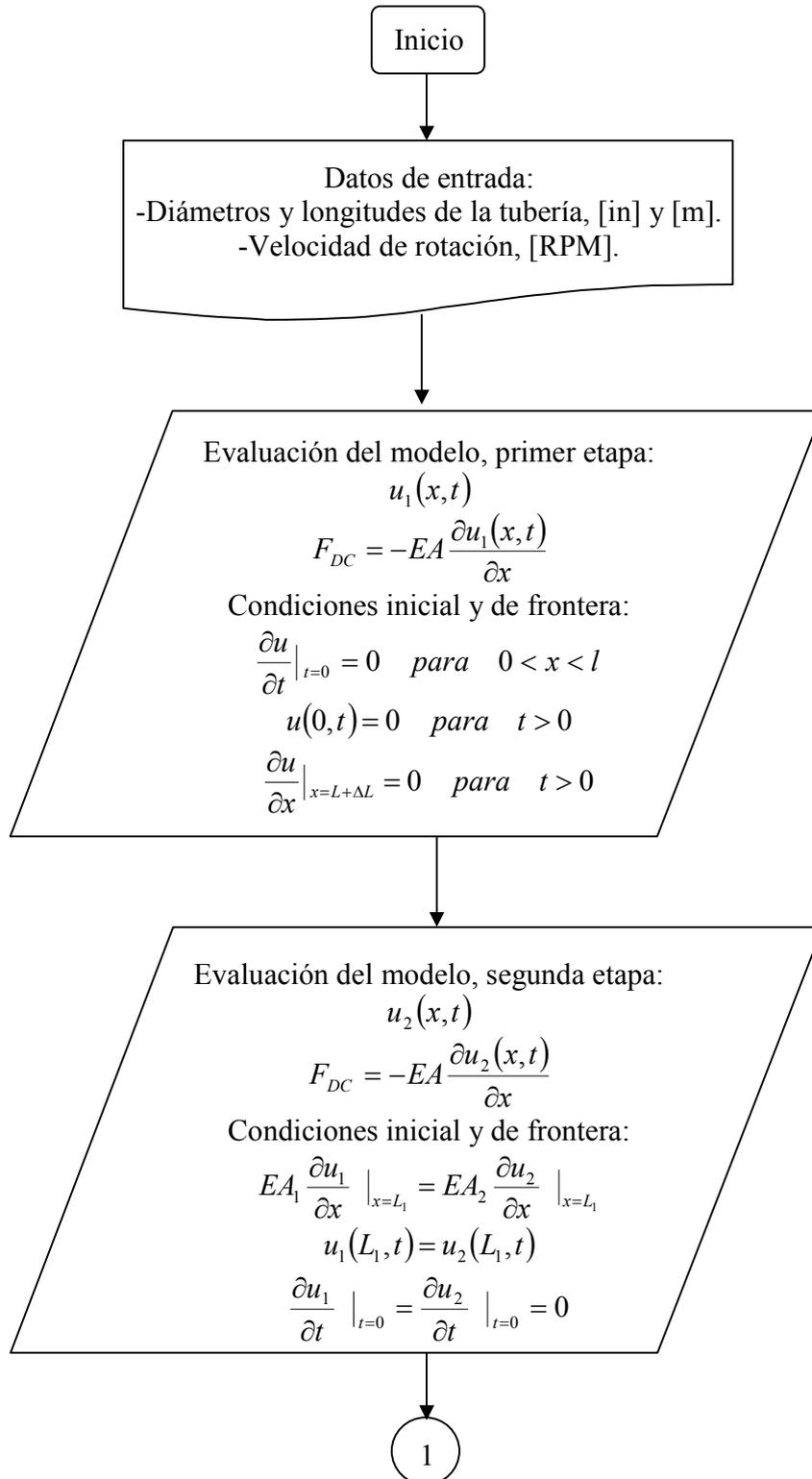
LASTRA BARRENA (DRILL COLLARS)

DRILL COLLAR NUMBER	DIAMETER			OPTIONAL CONNECTOR		WEIGHT (KG/M)	TORQUE OF APPOSITE		TORQUE DE ARMATE	
	OUTSIDE DIAMETER (PULG)	INSIDE DIAMETER (PULG)	BEVEL DIAMETER (MM)	TYPE	BEVEL DIAMETER (MM)		MINIMUM (m-daN)	RECOMMENDED (m-daN)	MINIMUM (Pn-Lb)	RECOMMENDED (Pn-Lb)
NC 23-21*	3 1/8	1 1/4	76.2	---	---	32.7	445	490	3283	3615
NC 26-28	3 1/2	1 1/2	82.5	2 5/8 F	82.5	46	626	690	4611	5050
NC 21-41	4 1/8	2	101.6	2 5/8 F	100.4	31.6	590	690	6836	7263
NC 35-47	4 3/4 (2)	2 1/4	114.7	NC 30-(3 1/2 REG)	110.3	69.7	1250	1300	9221	9959
NC 38-50	5	2 1/4	127	---	---	79.3	1750	1900	12910	14018
NC 45-55+	5 1/2	2 1/4	132.2	---	---	100.2	2300	2550	16967	18811
NC 48-57+	5 3/4	2 1/4	136.8	4 H 90-(4 FPH)	139.7	113.3	2300	2550	16967	18811
NC 44-61+	5 3/4	2 1/4	139.7	4 1/2 FH	140.5	113.3	2300	3100	20556	22869
NC 44-60	5	2 1/4	144.5	4 H 90-(4 1/2 FH)	139.7	122.9	3138	3680	23226	26026
NC 44-60	5	2 1/2 (1)	144.5	NC 46-(4F)	142.3	111.6	2400	2700	18074	19910
NC 44-62	5 1/4	2 1/4	149.2	4 1/2 H 90-(NC 46)	152.4	134.7	3150	3500	23238	25626
NC 45-62	5 1/4	2 1/2 (1)	150	4 1/2 H 90	152.4	123.6	3000	3300	22121	24344
NC 46-65	5 1/2	2 1/4	154.8	5 H 90	155.6	148.1	3600	4200	26033	30893
NC 46-65	5 1/2	2 1/2 (1)	154.8	5 H 90	155.6	136.4	3000	3300	22121	24344
5 H 90	5 5/8	2 1/2 (1)	155.6	---	---	162.9	4686	5480	29508	32845
NC 46-67	5 3/4 (2)	2 1/4	159.5	5 H 90	161.5	161.5	3600	4200	26033	30893
NC 50-67+	6 3/4 (2)	2 1/2 (1)	159.5	5 H 90 (5 1/2 REG)	161.9	149.4	4000	4800	32090	35410
NC 50-70	7	2 1/4	164.7	5 1/2 H 90 (5 1/2 REG)	168.3	174.9	5160	5880	37882	41880
NC 50-70	7	2 1/2 (1)	164.7	5 1/2 H 90 (5 1/2 REG)	168.3	163.2	4350	4800	32090	35410
NC 50-72	7 1/4	2 1/2 (1)	169.5	5 1/2 H 90 (5 1/2 REG)	168.3	177.2	4350	4800	32090	35410
NC 54-74+	7 1/2	2 1/2 (1)	182.8	---	---	181.2	6500	7150	47881	52768
NC 54-75+	7 1/2	3	182.8	---	---	187.5	6100	6700	45008	49426
NC 55-77	7 3/4 (2)	2 1/2 (1)	188.3	6 5/8 REG-(5 1/2 FH)	186.1	267	6000	7150	47851	52748
NC 55-77+	7 3/4	3	188.3	6 5/8 REG-(5 1/2 FH)	186.1	202.4	6100	6700	45000	49426
NC 56-80	8	2 1/2 (1)	190.1	6 5/8 REG-(6 5/8 H 90)	190.9	222.7	6500	7150	47951	52748
NC 58-83	8	3	190.1	6 5/8 REG-(6 5/8 H 90)	190.9	218.8	6100	6700	45000	49426
6 5/8 REG	6 1/4	2 1/2 (1)	195.7	6 5/8 H 90	190.5	238.7	7200	7900	53114	58278
NC 61-85+	8 1/4	3	199.4	6 5/8 H 90	190.9	235.1	6700	6900	48180	52450
NC 61-85+	8 1/2	2 1/2 (1)	203.2	---	---	253.5	6000	6600	47860	52450
NC 61-90	9	2 1/2 (1)	212.7	7 5/8 REG	214.3	299.2	6200	6900	47860	52450
NC 61-90+	9	3	212.7	7 5/8 REG	214.3	205.7	6000	6700	46810	51557
7 5/8 REG	6 1/2 (2)	3	223.8	7 5/8 H 90	224.3	322.8	11950	13150	88155	97008
NC 70-91	9 3/4	3	232.8	7 5/8 H 90	222.9	342.3	14250	15600	109120	119450
NC 70-130	10	3	237.3	7 5/8 H 90 (7 5/8 REG)	244.5	361.6	14250	15600	105122	115440
NC 75-113	11	3	260.7	---	---	445	19400	21300	143114	157450
---	11 1/4	3	---	8 5/8 H 90 (8 5/8 REG)	273	467.3	17300	19100	127991	140501
---	14	3	---	8 5/8 H 90 (8 5/8 REG)	273	742.4	17300	19100	127991	140501

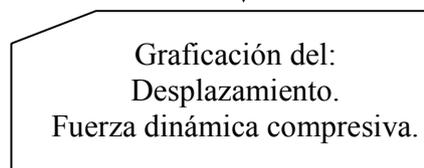
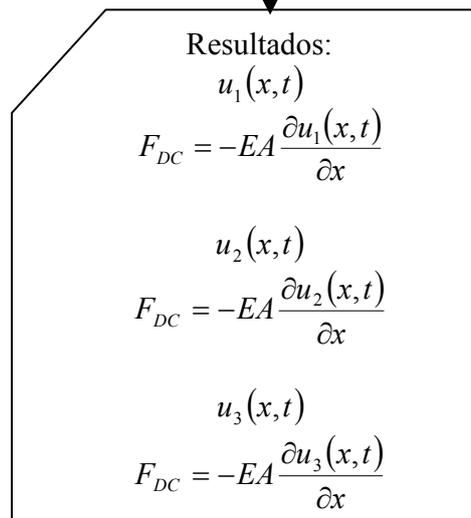
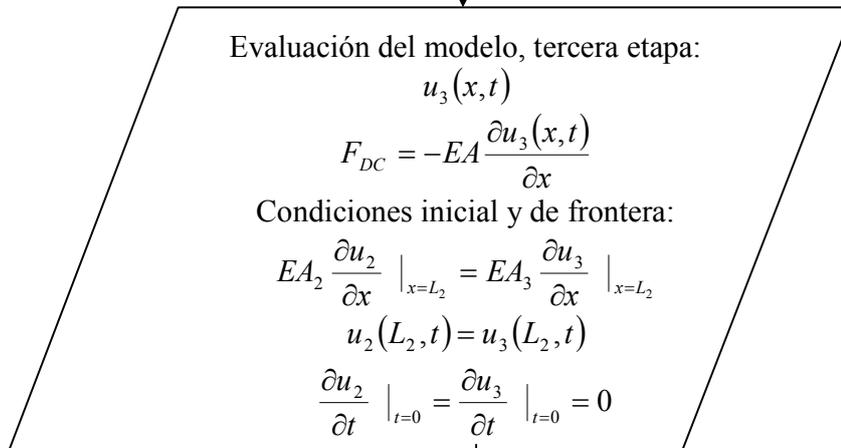
* NO AP
 * EL NÚMERO DEL COLLAR CONSISTE DE DE 2 PARTES SEPARADA, LA PRIMERA ES EL NÚMERO DE LA CONEXIÓN EN ESTILO NC, LA SEGUNDA PARTE CONSISTE EN 2 O 3 DIGITOS, INDICANDO EL DIAMETRO EXTERIOR EN PULGADAS
 (2) DIAMETRO RECOMENDADO POR EL COMITÉ TÉCNICO FRANCÉS
 (3) EL TORQUE DE ARMADO ES PARA LAS CONEXIONES DADAS EN LA PRIMERA COLUMNA
 (4) 14" DRILL COLLAR TIENE UN DIAMETRO RESTRINGIDO DE 11 1/4" AN CADA EXTREMO
 (5) TORQUE DE ARMADO PARA CONEXIONES DE BAJO TORQUE

Anexo A-4

Diagrama de flujo del modelo de vibraciones mecánicas en la sarta de perforación.



(1)



Anexo A-5

El programa del modelo matemático de las vibraciones mecánicas en la sarta de perforación se realizó en Fortran 95 y la graficación se hizo en MATLAB 6.

```

program vibraciones
implicit none
real::N,L1,t,a,mu0,x,w,w1,mu1,pi,inl,mu2,L2,b
real::A1,E,d1,d2,d3,d4,Fb,Fc,d,A2,c,d5,d6
real::A3,m,L3,o,g,h,j,k,mu3,mu4,mu5,mu6,r,Fd,F1,F2,F3,Ncr

integer:: i
open (11,file='etapa4.txt',status='replace',action='write')
write (*,*) ' ====='
write (*,*) '      solución analítica      '
write (*,*) ' ====='
write (*,*) '      Ecuacion de desplazamiento      '
write (*,*) ' ====='
write (*,*) '      Fuerza dinamica compresiva      '
write (*,*) ' ====='
write (*,*) '      Datos N,L,t,a,mu0      '
write (*,*) ' ====='
write (*,*) '      N [RPM], velocidad de rotacion '
write (*,*) '      L1 [m], longitud del drill collar '
write (*,*) '      L2 [m], longitud de la tuberia pesada'
write (*,*) '      L3[m], longitud de la tuberia de perforacion '
write (*,*) '      t[s]      '
write (*,*) '      i[m], incrementos en la tuberia '
write (*,*) '      mu0[cm], desplazamiento inicial '
write (*,*) '      a [m/s^2] velocidad de propagacion de la onda'
write (*,*) ' ====='
write (*,*) ''
write (*,*) 'Velocidad de rotacion de la sarta'
write (*,*) 'N='
read (*,*) N
write (*,*) 'Longitud del area homogenea 1, [m]'
write (*,*) 'L1='
read (*,*) L1
write (*,*) 'Diametro interno del area homogenea 1, [in]'
write (*,*) 'Di='
read (*,*) d1
write (*,*) 'Diametro externo del area homogenea 1, [in]'
write (*,*) 'Do='
read (*,*) d2
write (*,*) 'Longitud del area homogenea 2, [m]'
write (*,*) 'L2='

```

```

read (*,*) L2
write (*,*)'Diametro interno del area homogenea 2, [in]'
write (*,*)'Di='
read (*,*) d3
write (*,*)'Diametro externo del area homogenea 2, [in]'
write (*,*)'Do='
read (*,*) d4

write (*,*) 'Longitud del area homogenea 3, [m]'
write (*,*) 'L3='
read (*,*) L3
write (*,*)'Diametro interno del area homogenea 3, [in]'
write (*,*)'Di='
read (*,*) d5
write (*,*)'Diametro externo del area homogenea 3, [in]'
write (*,*)'Do='
read (*,*) d6

write(11,*)' '
write(11,*)' Desplazamiento '
write(11,*)' '

i=1
mu0=0.635
a=5130.677872
pi=3.141592654
w=(pi*N)/10
w1=((a*pi)/(2*L1))
inl=L1*((w1/w)-1)
E=30000000*6894.757/1000

A1=((pi/4)*((d2*d2)-(d1*d1)))*(2.54*2.54)
A2=((pi/4)*((d4*d4)-(d3*d3)))*(2.54*2.54)
A3=((pi/4)*((d6*d6)-(d5*d5)))*(2.54*2.54)
A4=((pi/4)*((d8*d8)-(d7*d7)))*(2.54*2.54)

Ncr= (5*a)/L1
PRINT *,Ncr

do t=0,0,60

    do x=0,L1,i

        mu1=(mu0*(SIN((w*x)/a))*(COS(w*t)))/(SIN((pi/2.0)*(1.0-(w/w1))))
        Fb=(-1.0)*E*(A1/(100*100))*(w/a)*(mu0/100)*(cos(w*t))*(cos((w*x)/a))/(sin((pi/2)*(1-(w/w1))))
    
```

```

write (*,12) x,mu1,Fb
write(11,12) x,mu1,Fb

end do

do x=L1+i,L2+L1,i
d=A1/A2
b=((COS(w*t))/(SIN((pi/2)*(1-(w/w1))))))
c=(TAN((w/a)*L1)+(1/(TAN((w/a)*L1)))
mu2=(((d+((1-d)*(TAN((w/a)*L1)/c))*(SIN((w/a)*x)))+(((1-
d)/c)*(COS((w/a)*L1))))*b*mu0

Fc=(-1.0)*E*(A2/(100*100))*(w/a)*b*(mu0/100)*(((d+((1-
d)*(TAN((w/a)*L1)/c))*(cos((w/a)*x)))-(((1-d)/c)*(sin((w/a)*L1))))

write (*, 12) x,mu2,Fc
write(11,12) x,mu2,Fc

end do

do x=L1+L2+i,L3+L2+L1,i

d=A1/A2
m=mu0/(SIN((pi/2)*(1-(w/w1))))
b7=TAN((w/a)*L1)

c=(TAN((w/a)*L1)+(1/(TAN((w/a)*L1)))
n10=(1-d)/c
g=((TAN((w/a)*L2)+(1/(TAN((w/a)*L2))))
h=((TAN((w/a)*L1)+(1/(TAN((w/a)*L2))))
j=((TAN((w/a)*L1)-(TAN((w/a)*L2)))
k=A2/A3

mu4=k*(sin((w/a)*x))*((d+(n10*b7)-(n10*(tan((w/a)*L2))))
mu5=((tan((w/a)*L2))*(sin((w/a)*x)))+(cos((w/a)*x))
mu6=(((d+(n10*b7))*(1-
k))+n10*((k*(TAN((w/a)*L2))+1/(TAN((w/a)*L2)))))/g

mu3=(mu4+(mu5*mu6))*COS(w*t)*m

F1=k*(cos((w/a)*x))*((d+(n10*b7)-(n10*(tan((w/a)*L2))))

```

$$F2 = ((\tan((w/a)*L2)) * (\cos((w/a)*x)) - (\sin((w/a)*x)))$$

$$F3 = (((d + (n10*b7)) * (1-k)) + (n10 * ((k * (\tan((w/a)*L2))) + (1/(\tan((w/a)*L2)))))) / g$$

$$Fd = ((-1.0) * E * (A3 / (100 * 100)) * (w/a) * (\cos(w*t))) * (F1 + (F2 * F3))$$

write (*,12) x,mu3,Fd
write(11,12) x,mu3,Fd

end do
end do

12 format

(1x,f18.3,1x,f18.8,1x,f22.3,1x,f18.3,1x,f12.8,1x,f22.3,1x,f18.3,1x,f18.8,1x,f22.3,f18.8,1x,f22.3,f18.8,1x,f22.3)

```

write (*,*) ''
write (*,*) 'Ncr='
write (*,*) Ncr
write (*,*) ''
write (*,*) 'w= '
write (*,*) w
write (*,*) ''
write (*,*) 'w1= '
write (*,*) w1
write (*,*) ''
write (*,*) 'inl= '
write (*,*) inl
write (*,*) ''
write (*,*) 'A1/A2= '
write (*,*) d
write (*,*) ''
write (*,*) 'A2/A3= '
write (*,*) k
write (*,*) ''
write (*,*) 'mu0= '
write (*,*) mu0
write (*,*) ''
write (*,*) 'A1= '
write (*,*) A1
write (*,*) ''
write (*,*) 'A2= '
write (*,*) A2
write (*,*) ''
write (*,*) 'A3= '
write (*,*) A3
write (*,*) ''

```

```
write (11,*) 'w= '  
write (11,*) w  
write (11,*) 'w1= '  
write (11,*) w1  
write (11,*) 'inl= '  
write (11,*) inl  
write (11,*) 'mu0= '  
write (11,*) mu0
```

```
end program vibraciones
```

Graficación en MATLAB

Graficación de los desplazamientos

```
clc  
clear all  
load desjus.txt -ascii  
L=desjus(:,1);  
N1=desjus(:,2);  
N2=desjus(:,3);  
N3=desjus(:,4);  
N4=desjus(:,5);  
N5=desjus(:,6);  
N6=desjus(:,7);  
N7=desjus(:,8);  
N8=desjus(:,9);  
  
plot(N1,L,'y-',N2,L,'m-',N3,L,'c-',N4,L,'r-',N5,L,'g-',N6,L,'b-',N7,L,'g-',N8,L,'k-')  
  
grid  
title('Desplazamiento[cm] vs Longitud de la sarta de perforación [m]')  
XLABEL('Desplazamientos [cm]')  
ylabel('Longitud de la sarta de perforación[m]')  
text(-9,50,'N= 80[RPM]-amarillo')  
text(-9,100,'N= 90[RPM]-magenta')  
text(-9,150,'N= 100[RPM]-cyan')  
text(-9,200,'N= 110[RPM]-rojo')  
text(-9,250,'N= 120[RPM]-verde')  
text(-9,300,'N= 130[RPM]-azul')  
text(-9,350,'N= 140[RPM]-verde')  
text(-9,400,'N= 150[RPM]-negro')  
text(-9,450,'Longitud de la tubería de perforación 1010.45[m]')  
text(-9,500,'Desplazamiento inicial= 0.00635[m]')
```

```
text(-9,550,'Longitud del Área 1= 99.36[m]')
text(-9,600,'Longitud del Área 2= 112.09[m]')
text(-9,650,'Longitud del Área 3= 799.7[m]')
```

Graficación de la fuerza dinámica compresiva

```
clc
clear all
load furjus.txt -ascii
L=furjus(:,1);
N1=furjus(:,2);
N2=furjus(:,3);
N3=furjus(:,4);
N4=furjus(:,5);
N5=furjus(:,6);
N6=furjus(:,7);
N7=furjus(:,8);
N8=furjus(:,9);

plot(N1,L,'y-',N2,L,'m-',N3,L,'c-',N4,L,'r-',N5,L,'g-',N6,L,'b-',N7,L,'g-',N8,L,'k-')

grid
title('Fuerza Dinámica Compresiva vs Longitud de la sarta de perforación [m]')
XLABEL('Fuerza Dinámica Compresiva')
ylabel('Longitud de la sarta de perforación[m]')
text(-9,50,'N= 80[RPM]-amarillo')
text(-9,100,'N= 90[RPM]-magenta')
text(-9,150,'N= 100[RPM]-cyan')
text(-9,200,'N= 110[RPM]-rojo')
text(-9,250,'N= 120[RPM]-verde')
text(-9,300,'N= 130[RPM]-azul')
text(-9,350,'N= 140[RPM]-verde')
text(-9,400,'N= 150[RPM]-negro')
text(-9,450,'Longitud de la tubería de perforación 1010.45[m]')
text(-9,500,'Desplazamiento inicial= 0.00635[m]')
text(-9,550,'Longitud del Área 1= 99.36[m]')
text(-9,600,'Longitud del Área 2= 112.09[m]')
text(-9,650,'Longitud del Área 3= 799.7[m]')
```

NOMENCLATURA

A, B, C, D	Constantes de integración	[adimensional]
A_1	Área de la sección transversal de los lastrabarrenas	[cm ²]
A_2	Área de la sección transversal de la tubería de perforación extra pesada	[cm ²]
A_3	Área de la sección transversal de la tubería de perforación	[cm ²]
$A_{Sección}$	Arrastre por sección	[toneladas]
a	Velocidad de propagación de la onda en el acero	[m/s]
d_b	Diámetro de la barrena	[pulgadas]
d_{eCTR}	Diámetro exterior del cople de la tubería de revestimiento	[pulgadas]
DF_{BHA}	Factor de diseño para el sobrepeso	[adimensional]
E	Módulo de Young	[psi]
f	Frecuencia natural de oscilación	[c/s]
f_i	Frecuencia axial	[c/s]
$f_{1\theta}$	Frecuencia torsional	[c/s]
F_{DC}	Fuerza dinámica compresiva	[N]
F_F	Factor de flotación	[adimensional]
i	Orden armónico de la frecuencia, $i, 1, 3, 5, \dots$	[adimensional]
k	Constante del resorte del amortiguador de vibraciones	[lb _f /pg]
L	Longitud del lastrabarrena	[m]
L_{LB}	Longitud mínima de lastrabarrena	[m]
L_{LB1}	Longitud de la primera sección de lastrabarrenas	[m]

L_{LB2}	Longitud de la segunda sección de lastrabarrenas	[m]
L_{TP}	Longitud mínima de la tubería extra pesada	[m]
$L_{Sección}$	Longitud del tubular de la sección	[m]
$L_{TT(SEC1)}$	Longitud máxima de una sección de tubería de perforación	[m]
$L_{TT(SEC2)}$	Longitud máxima de la sección 2 de la tubería de perforación	[m]
$L_{TT(SEC3)}$	Longitud máxima de la sección 3 de la tubería de perforación	[m]
L_1	Longitud de los lastrabarrenas	[m]
L_2	Longitud de la tubería de perforación extra pesada	[m]
N	Velocidad de rotación	[RPM]
N_{crt}	Velocidad crítica de rotación de la sarta de perforación	[RPM]
P_{LB}	Peso en aire de los lastrabarrenas	[Kg _f /m]
P_{LB1}	Peso en aire de los lastrabarrenas en la primera sección	[Kg _f /m]
P_{LB2}	Peso en aire de los lastrabarrenas en la segunda sección	[Kg _f /m]
P_{SB}	Peso máximo sobre barrena	[Kg _f]
$P_{Sección}$	Peso en el aire del tubular de la sección	[lbs/pie]
P_{TP}	Peso en aire de la tubería extra pesada	[Kg _f /m]
$P_{TT(SEC1)}$	Peso de la tubería de perforación	[lb _f /pie]
$P_{TT(SEC2)}$	Peso de la tubería de perforación	[lb _f /pie]
t	Tiempo	[s]
$T_{T(SEC1)}$	Tensión de trabajo de la sección	[lb _f]
$T_{T(SEC2)}$	Tensión de trabajo de la sección 2	[lb _f]

$T_{T(SEC3)}$	Tensión de trabajo de la sección 3	[lb _f]
W_{bha}	Peso en el aire del ensamble de fondo	[lb _f]
x	Posición en la sarta de perforación	[m]
x_0	Representa el desplazamiento máximo o amplitud del desplazamiento de la vibración mecánica	[cm]
θ	Ángulo máximo del agujero en el ensamble de fondo	[grados]
ρ	Densidad del acero	$\left[\frac{g}{cm^3} \right]$
ρ_l	Densidad del fluido de control	$\left[\frac{g}{cm^3} \right]$
ω	Frecuencia angular de excitación	[rad/s]
ω_1	Frecuencia natural angular de la sarta de perforación	[rad/s]
ω_0	Frecuencia angular natural	[rad/seg]
ω_f	Frecuencia natural	[rad/seg]
γ	Factor de amortiguamiento	$\left[\frac{lb_f \text{ seg}}{ft \text{ ft}} \right]$
μ_0	Desplazamiento inicial	[cm]
$\mu_1(x, t)$	Desplazamiento en los lastrabarrenas	[cm]
$\mu_2(x, t)$	Desplazamiento en la tubería de perforación extra pesada	[cm]
$\mu_3(x, t)$	Desplazamiento en la tubería de perforación	[cm]
λ	Frecuencia angular	[rad/s]

Bibliografía

1. Lafita B. F., "*Vibraciones mecánicas en ingeniería*", Impreso en Madrid España, Ed. I.N.T.A. 1964.
2. Dareing D. W., "*Drill collar length is a major factor in vibration control*", Journal of petroleum technology, Vol. 36, April 1984, pp.637-644.
3. Dareing D. W., "*Vibrations Increase Available Power at the Bit*", Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME, Vol. 107, No. 1, 138-141, 1985.
4. Bourgoyne Jr., Adam T., Chenevert M.E., Millheim, K. K, y Young Jr., F.S.: S.: "*Applied Drilling Engineering*", SPE Texbook Series, Vol.2, 1984.
5. Neal J. Adams and Tommie Charrier: "*Drilling Engineering, A Complete Well Planning Approach*", Penn Well Books, Tulsa Oklahoma 1985.
6. Willcox M. G., Karle A. P., Chavez H. R. and Johnston Division of Schlumberger: "*Shock absorbing tools speed drilling*", The oil and gas journal, Mar 21, 1977.
7. Proyecto PEMEX-IMP, "*Procedimientos para el Diseño de la Perforación de Pozos*", 2a. Fase, julio, 2000.
8. SLB Manual de diseño de la sarta de perforación: "*Curso de entrenamiento para Ingenieros de diseño de pozo en Reynosa Tamaulipas*", 2004.
9. Drillbert Engineering Inc., "*Capitulo 5, Planeación de un Pozo*", 2001.
10. Gerencia de ingeniería, PEMEX: "*Guía para el diseño de sartas de perforación*", Enero 2002.
11. American Petroleum Institute, "*Recommended Practices for Drill Stem Design and Operating Limits*", API Recommended Practice 7G sixteenth edition, December 1, 1998.
12. T. H. Hill Associates, Inc., "*Standard DS-1 Drill Stem Design and Inspection*", First Edition, 1992.
13. T. H. Hill Associates, Inc., "*Standard DS-2 Drill Stem Design and Inspection*", First Edition, 1992.
14. Mitchell Engineering, "*Advanced Oil Well Drilling Engineering Handbook & Computer*", Program 10th Edition, 1st Revision, July 1995.
15. Jiazhi B., "*Bottomhole Assembly Problems Solved by Beam Column Theory*"; paper SPE10561 presented at the 1982 SPE International Meeting on Petroleum Engineering, Beijing, March 19-22.

16. Ríos Mora Alfonso, “*Problemas y Soluciones durante la perforación de pozos*”, Curso para ingenieros de diseño, 2004.
17. Dareing D. W., “*Guidelines for controlling drill string vibrations*”, Journal of Energy Resources Technology, Transaction of the ASME, Vol. 107, No. 1, June 1984, pp. 138-141.
18. Cañada Herrera Omar David, “*Sistema de adquisición y procesamiento de señales mecánicas vibratorias, aplicado al diagnostico y predicción de fallas en maquinarias rotatorias*”, UNAM, 1999.
19. Roca V. R., León L. J., “*Vibraciones Mecánicas*”, Impreso en México. Ed. Limusa. 1985.
20. Zill Dennis G., “*Ecuaciones diferenciales con aplicaciones de modelado*”, 6^a Edición 1997.
21. Lipovzky G. and Varga G., “*Vibration testing of the machines and their maintenance*”, Printed in Hungary. Ed. Elsevier. 1990.
22. Thomson W. T., “*Teoría de Vibraciones con aplicaciones*”, Impreso en México. Ed. Prentice Hall. 1998.
23. Spiegel Murria R., “*Ecuaciones diferenciales aplicadas*”. Tercera edición, Prentice may, 1983.
24. SPERRY Drilling Service, ADT Drilling optimization, “*Vibration sensors and vibration mitigation guidelines*”, 2007 HALLIBURTON
25. Navarro López Eva María., ”*Vibraciones mecánicas en la perforación de pozos* ”. El mundo del petróleo, Abril 2005.
26. Spanos, P., Chevallier A., Politis, N and Payne M., “*Oil well drilling: A vibrations perspective*”, The shock and vibration digest, Vol.35, No. 2, March 2003, pp. 81-99.