

01124
6



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA Y LAS
CONDICIONES DE OPERACIÓN EN LA
PERFORACIÓN DE POZOS

T E S I S P R O F E S I O N A L

PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

I N G E N I E R O P E T R O L E R O

P R E S E N T A N :

**BRITO JIMÉNEZ JUAN LUIS
~~GONZÁLEZ SÁNCHEZ GABRIEL~~
RODRÍGUEZ FLORES LEÓN ANTONIO**

DIRECTOR: M. I. JOSÉ MARTÍNEZ PÉREZ

MEXICO, D. F., CIUDAD UNIVERSITARIA, 2003



9



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

SR. JUAN LUIS BRITO JIMÉNEZ
Presente

FACULTAD DE INGENIERÍA
DIRECCIÓN
60-1-782

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor M. I. José Martínez Pérez y que aprobó esta Dirección para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de Ingeniero Petrolero:

OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA Y LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN EN LA PERFORACIÓN DE POZOS

| | |
|-----|---|
| | RESUMEN |
| | INTRODUCCIÓN |
| I | REOLOGÍA DE LOS FLUIDOS |
| II | PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN |
| III | OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA |
| IV | CAPACIDAD DE ACARREO DE LOS RECORTES |
| V | PRESIONES GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DE TUBERÍAS |
| VI | MODELOS MATEMÁTICOS DE OPTIMIZACIÓN EN LA PERFORACIÓN |
| | ANEXO A |
| | ANEXO B |
| | BIBLIOGRAFÍA |

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

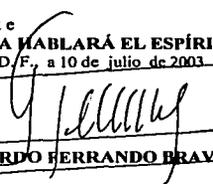
Asimismo, le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que se deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar examen profesional.

Atentamente

"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"

Cd. Universitaria, D.F., a 10 de julio de 2003

EL DIRECTOR


M. en C. GERARDO FERRANDO BRAVO

GFBS/AGC*gg

b



FACULTAD DE INGENIERÍA
DIRECCIÓN
60-1-783

SR. GABRIEL GONZÁLEZ SÁNCHEZ
Presente

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor M. I. José Martínez Pérez y que aprobó esta Dirección para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de Ingeniero Petrolero:

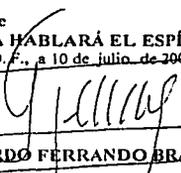
OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA Y LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN EN LA PERFORACIÓN DE POZOS

| | |
|-----|---|
| | RESUMEN |
| | INTRODUCCIÓN |
| I | REOLOGÍA DE LOS FLUIDOS |
| II | PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN |
| III | OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA |
| IV | CAPACIDAD DE ACARREO DE LOS RECORTES |
| V | PRESIONES GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DE TUBERÍAS |
| VI | MODELOS MATEMÁTICOS DE OPTIMIZACIÓN EN LA PERFORACIÓN |
| | ANEXO A |
| | ANEXO B |
| | BIBLIOGRAFÍA |

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo, le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que se deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar examen profesional.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
Cd. Universitaria, D. F., a 10 de julio de 2003
EL DIRECTOR


M. en C. GERARDO FERRANDO BRAVO

GFB*JGC*gtg

C



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA
DIRECCIÓN
60-1-784

SR. LEÓN ANTONIO RODRÍGUEZ FLORES
Presente

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que propuso el profesor M. I. José Martínez Pérez y que aprobó esta Dirección para que lo desarrolle usted como tesis de su examen profesional de Ingeniero Petrolero:

OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA Y LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN EN LA PERFORACIÓN DE POZOS

- RESUMEN
- INTRODUCCIÓN
- I REOLOGÍA DE LOS FLUIDOS
- II PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN
- III OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA
- IV CAPACIDAD DE ACARREO DE LOS RECORTES
- V PRESIONES GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DE TUBERÍAS
- VI MODELOS MATEMÁTICOS DE OPTIMIZACIÓN EN LA PERFORACIÓN
- ANEXO A
- ANEXO B
- BIBLIOGRAFÍA

Ruego a usted cumplir con la disposición de la Dirección General de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de cada ejemplar de la tesis el título de ésta.

Asimismo, le recuerdo que la Ley de Profesiones estipula que se deberá prestar servicio social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito para sustentar examen profesional.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
Cd. Universitaria, D. F., a 10 de julio de 2003
EL DIRECTOR

M. en C. GERARDO FERRANDO BRAVO

GFB*JAGC*gtg

d

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA EN CIENCIAS DE LA TIERRA

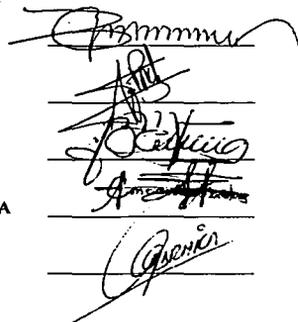
**“OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA Y LAS CONDICIONES DE
OPERACIÓN EN LA PERFORACIÓN DE POZOS”**

Tesis presentada por: Brito Jiménez Juan Luis
González Sánchez Gabriel
Rodríguez Flores León Antonio

Dirigida por: M. I. José Martínez Pérez

JURADO DEL EXAMEN PROFESIONAL

PRESIDENTE: Ing. MANUEL VILLAMAR VIGUERAS
VOCAL: M. I. JOSE MARTINEZ PEREZ
SECRETARIO: Ing. BERNARDO MARTELL ANDRADE
1ER. SUPLENTE: Ing. MARIA CRISTINA AVILES ALCANTARA
2DO. SUPLENTE: Ing. CARLOS GARNICA HERNÁNDEZ



Four handwritten signatures are present, each written over a horizontal line. The signatures are: 1. Manuel Villamar Viguera (top), 2. M. I. José Martínez Pérez, 3. Bernardo Martell Andrade, and 4. Carlos Garnica Hernández (bottom).

AGRADECIMIENTOS.

Ante todo quiero agradecer a Dios, por el darme la de dicha de vivir y estar en buena salud y así lograr una meta que me propuse en la vida para ser una persona de bien.

A mis Padres;

Celia Jiménez y Eulalio Brito, por su cariño, su amor, su apoyo y además por la educación que me inculcaron y así poder darme los estudios que he logrado porque siempre confiaron y creyeron en mí ;

A mis Hermanos;

Juan, Carmen, Román, por su cariño, su apoyo y su comprensión porque siempre confiaron en mí; y en especial estoy muy agradecido con Queta ya que con su apoyo, comprensión y consejos estudié esta carrera para que ahora sea un hombre de bien, además de que siempre estuvo apoyándome en las buenas y en las malas, porque siempre creyó en mí; gracias Queta.

A una gran persona que gracias a su apoyo logre concluir una carrera universitaria, ya que me dio la confianza y la comprensión que siempre necesite en las buenas y en las malas, gracias Tony.

A mis amigos ;

Gabriel y León A. por su amistad y su colaboración para la realización de este trabajo ; A Oclavio, Antelmo, José Pablo, Jaime T. Daniel, Luis A. Fidel, Arturo Z. José Luis H. Simona, Keyla, Aidé, Iván, Arturo V. Erick G. Y a todos los que fallaron por su amistad durante la carrera en la facultad de Ingeniería.

A mis profesores;

A todos mis profesores que durante toda la carrera con su enseñanza me formaron y así poder abrirme las puertas de una etapa de la vida; En especial quiero agradecer a nuestro director de tesis el M.I. José Martínez Pérez por las atenciones brindadas, además por la asesoría recibida.

Juan Luis Brito Jiménez.

F

Este agradecimiento es para mi madre Francisca Sánchez por haberme hecho un hombre de bien y haberme enseñado todo lo bueno de la vida, por su cariño, su amor y su respaldo en todos los momentos que necesite de ella, por haber creído en mí, gracias mamá por ser la mujer que más se admirado en la vida. Gracias por todo Mamá.

A mi padre por darme el ser.

A mis hermanos:

Flor, Juan, Javier, Martha y Cris por la gran unión que hemos tenido por todos los sacrificios que hemos pasado y por su apoyo incondicional que me han brindado por que sin el nunca lo hubiera logrado.

A mi sobrino:

Luis Fernando por haberme demostrado que cuando se quiere vivir se puede, por que lo que necesita uno es la valentía y las ganas de vivir .

A mi novia:

Yolanda por el amor y comprensión que me a dado y por demostrarme que el amor es lo que te impulsa a luchar contra viento y marea para lograra tus objetivos, gracias por haber llegado en el lugar y en el momento preciso.

A mis grandes amigos:

Alejandro Zenteno y Sandra Arcos por darme su amistad incondicionalmente por escucharme y por apoyarme siempre.

A mis amigos:

Octavio flores y Patricia por estar siempre conmigo en toda mi carrera. También a Juan Luis Brito, Hayde Coronado, Daniel Dillanes, León A. Flores, Antelmo Garcia, Rey David Gomez, José Pablo González, Luis A Montes de Oca, Ivan Olea, Keyla Ramirez, Arturo Rivas, José Luis Robledo y Jaime Ztompanzi.

Gabriel González Sánchez.

Estoy convencido de que en este día somos dueños de nuestro destino, que la tarea que nos han impuesto no es superior a nuestras fuerzas, que sus acometidas no están por encima de lo que puedo soportar. Mientras tengamos fe en nuestra causa y una indeclinable voluntad de vencer, la victoria estará en nuestro alcance.

Winston Churchill

Doy gracias:

A Dios:

Por haberme dado la oportunidad de haber terminado mis estudios, como parte de uno de mis más grandes sueños.

A mis padres:

Antonio Rodríguez Fernández y Amada Flores Trejo que por siempre estar conmigo cuando más los necesite en mi vida y que por su inalcanzable apoyo, paciencia y dedicación no hubiera sido posible alcanzar esta meta en mi vida.

A mis Hermanos:

Ignacio Rodríguez Flores que siempre ha sido un motor para superarme día con día, y a Alma María Rodríguez Flores¹ que siempre me dio la fuerza para seguir adelante y que siempre estuvo y estará conmigo en mi corazón.

A mi Novia:

Jeanet Mera de la Barrera por su gran cariño y apoyo incondicional.

A mis grandes amigos:

Christian I. Zúñiga Ángeles, José Cruz Ángeles Calva, Ignacio Sánchez Flores y Rogelio Escamilla Flores por darme su amistad incondicionalmente por escucharme y apoyarme siempre.

A mis amigos:

Gabriel y Juan Luis por su amistad y colaboración para la realización de éste trabajo; Lucy Jacome, Rey David Gómez, Daniel Morgado, Octavio Flores, Simona González, Keyla Ramírez, Alejandro Cortes, Hayde Coronado, Iván Olea. Y todos los que faltaron por su amistad durante la carrera en la Facultad de Ingeniería.

A mis profesores:

*A todos mis profesores que durante toda la carrera que con su enseñanza me formaron para conocer la forma de vida de un Ingeniero Petrolero.
En especial agradecimiento al director de este trabajo;
M.I. José Martínez Pérez por las atenciones y la asesoría recibida.*

León Antonio Rodríguez Flores

h

INDICE

RESUMEN INTRODUCCIÓN CAPÍTULO I

| | | |
|---------------------------------------|--|----|
| | | 1 |
| | | 2 |
| <u>REOLOGÍA DE LOS FLUIDOS</u> | | |
| 1. | Introducción | 3 |
| 1.1. | Reología | 3 |
| 1.2. | Deformación | 3 |
| 1.3. | Corte | 4 |
| 1.4. | Fluido | 5 |
| 2. | Clasificación y Descripción de los Fluidos | 6 |
| 2.1. | Fluidos Newtonianos | 7 |
| 2.2. | Fluidos No-Newtonianos | 8 |
| 2.2.1. | Fluidos Independientes del Tiempo | 9 |
| 2.2.2. | Fluidos Dependientes de Tiempo | 11 |
| 2.2.3. | Fluidos Viscoelásticos | 12 |
| 2.3. | Fluidos de Perforación | 12 |
| 3. | Modelos Reológicos | 12 |
| 3.1. | Modelo de Newton | 13 |
| 3.2. | Modelo de Bingham | 13 |
| 3.3. | Modelo de Ley de Potencias | 14 |
| 3.4. | Modelo de Ley de Potencias Modificado | 14 |
| 4. | Determinación de las constantes Reológicas | 15 |
| 4.1. | Modelo de Bingham | 17 |
| 4.2. | Modelo de Ley de Potencias | 18 |
| 4.3. | Modelo de Ley de Potencias Modificado | 19 |
| 5. | Nomenclatura | 21 |

CAPÍTULO II

PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN

| | | |
|------|---|----|
| 1. | Introducción | 22 |
| 2. | Ecuación de Balance de energía | 23 |
| 3. | Régimen de Flujo | 25 |
| 3.1. | Flujo Laminar | 25 |
| | Relación de Hagen-Poiseuille | 26 |
| 3.2. | Flujo Turbulento | 26 |
| | Factor de Fricción | 26 |
| 4. | Pérdidas de Presión por Fricción en el Sistema Hidráulico del Pozo | 27 |
| 4.1. | Determinación de las Pérdidas de Presión por Fricción a Través del Interior de Tuberías y Espacios Anulares | 29 |
| 4.2. | Determinación de las Pérdidas de Presión a Través de las conexiones Superficiales | 30 |
| 4.3. | Determinación de las Pérdidas de Presión por Fricción a Través de las Toberas de La Barrera | 31 |

| | | |
|------|---|----|
| 5. | Determinación en el Campo de las Pérdidas de Presión por Fricción | 33 |
| 5.1. | Determinación de los Valores de m y K | 34 |
| 6. | Densidad Equivalente de Circulación | 36 |
| 7. | Nomenclatura | 37 |

CAPÍTULO III

OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA

| | | |
|------|---|----|
| 1. | Introducción | 38 |
| 2. | Hidráulica Óptima | 38 |
| 3. | Criterios de Optimización | 39 |
| 3.1. | Máxima Potencia Hidráulica | 40 |
| 3.2. | Máximo Impacto Hidráulico | 41 |
| 3.3. | Máxima Velocidad en las Toberas | 41 |
| 4. | El Problema y su Solución Teórico | 42 |
| 5. | Procedimiento Para la Optimización de la Hidráulica | 45 |
| 5.1. | Método Analtico | 45 |
| 5.2. | Método Gráfico | 48 |
| 6. | Nomenclatura | 51 |

CAPÍTULO IV

CAPACIDAD DE ACARREO DE LOS RECORTES

| | | |
|------|---|----|
| 1. | Introducción | 52 |
| 2. | Velocidad Terminal de Asentamiento | 52 |
| 3. | Fluido Newtoniano | 53 |
| 4. | Fluidos No-Newtonianos (Fluidos de Perforación) | 56 |
| 5. | Correlaciones | 57 |
| 5.1. | Correlación de Chien | 57 |
| 5.2. | Correlación de Moore | 58 |
| 5.3. | Correlación de Metzner & Reed | 60 |
| 5.4. | Correlación de Walker y Mayes | 61 |
| 6. | Relación de Transporte | 63 |
| 7. | Reglas Empíricas | 64 |

CAPÍTULO V

PRESIONES GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DE TUBERÍAS

| | | |
|------|---|----|
| 1. | Introducción | 65 |
| 2. | Descripción Teórica de la Generación de las Presiones de Empuje y Succión | 65 |
| 2.1. | Presión de Empuje | 66 |
| 2.2. | Presión de Succión | 67 |
| 2.3. | Régimen de Flujo | 67 |
| 3. | Efectos de las Presiones de Empuje y Succión | 68 |
| 3.1. | Importancia de la Magnitud de las Presiones de Empuje y Succión | 68 |
| 4. | Determinación de las Presiones de Empuje y Succión | 69 |
| 4.1. | Tubería Cerrada y Tubería Abierta con Bomba Operando | 70 |
| 4.2. | Tubería Abierta sin Bomba | 72 |
| 5. | Aplicación de la Determinación de las Presiones de Empuje | 76 |

o

| | | |
|----|----------------------|----|
| 6. | y Succión Ejemplo | 77 |
|----|----------------------|----|

CAPÍTULO VI

MODELOS MATEMÁTICOS DE OPTIMIZACIÓN EN PERFORACIÓN

| | | |
|-------|--|-----|
| 1. | Resumen | 83 |
| 2. | Bourgoyne y Young | 84 |
| 2.1. | Introducción | 84 |
| 2.2. | Modelo de Perforación | 85 |
| 2.3. | Efectos de la Resistencia de la Formación | 85 |
| 2.4. | Efecto de la Compactación | 86 |
| 2.5. | Efecto de la Presión Diferencial | 87 |
| 2.6. | Efecto del Peso sobre Barrena, diámetro de la Barrena | 89 |
| 2.7. | Efecto de la Velocidad de Rotación | 90 |
| 2.8. | Efecto del Desgaste del Diente | 90 |
| 2.9. | Efecto de la Hidráulica de la Barrena | 91 |
| 2.10. | Modelo de Desgaste de la Barrena | 92 |
| 2.11. | Tablas | 95 |
| 3. | Modelo de Galle and Woods | 99 |
| 3.1. | Ecuación de Ritmo de Penetración | 100 |
| 3.2. | Ecuación de Ritmo de Desgaste del Diente | 101 |
| 3.3. | Ecuación de Desgaste del Balero | 102 |
| 3.4. | Determinación de los Parámetros de Perforación | 103 |
| 3.5. | Abrasividad de la Formación (A_r) | 104 |
| 3.6. | Constante del Desgaste del Balero(S) | 106 |
| 3.7. | Método para Determinar el Costo Mínimo de Perforación | 106 |
| 3.8. | Interrelación entre el Desgaste en el Diente y el Balero (D y B ₁) | 107 |
| 3.9. | Procedimiento de Cálculo | 108 |
| 3.10. | Nomenclatura | 119 |
| 4. | Modelo de Young | |
| 4.1. | Ecuación del ritmo de Desgaste del Balero | 122 |
| 4.2. | Ecuación del ritmo de desgaste de los dientes | 123 |
| 4.3. | La constante de Abrasividad A_r : | 124 |
| 4.4. | Prueba de Perforabilidad | 124 |
| 4.5. | Determinación del Peso Mínimo para Iniciar la Perforación | 127 |
| 4.6. | Procedimiento de Cálculo para Determinar el Mínimo costo de Perforación Asociado al Peso sobre Barrena y Velocidad de rotación | 128 |

| | | |
|--------------|---|-----|
| ANEXO A | <u>FORMULARIO DE HIDRÁULICA</u> | 130 |
| ANEXO B | <u>TUTORIAL DEL PROGRAMA OPTIMIZACIÓN "OPTIPERF"</u> | 161 |
| BIBLIOGRAFÍA | | 173 |

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

K

RESUMEN

La optimización de la perforación de pozos petroleros es un proceso mediante el cual el ingeniero petrolero tiene que buscar la selección adecuada de todas las magnitudes variables controlables que puedan originar la minimización del costo de la perforación en un pozo petrolero.

Todas las variables posibles que sean alterables son un punto de apoyo para poder seguir un proceso mediante el cual nos dará la máxima penetración y el ritmo óptimo de perforación disminuyendo el costo que a la larga nos dará un gran beneficio pues la Ingeniería petrolera óptima busca dar los mejores resultados con el menor costo posible y así poder hacer un proyecto de gran certeza en donde los beneficios que puedan traer sean muy satisfactorios.

Aquí plasmamos una serie de capítulos en donde la hidráulica de la perforación es muy importante para optimizar costos, con la cual mediante cálculos podremos llegar a la hidráulica óptima, además en este trabajo se presentan tres modelos de optimización (Bourgoyne & Young, Galle & Woods y Young)de la perforación con los cuales podemos saber el ritmo y peso óptimo de penetración.

Además podremos encontrar dos anexos de un programa que realizamos utilizando los tres modelos matemáticos antes mencionados para poder obtener el ritmo de penetración y la velocidad óptima además de un formulario de hidráulica

INTRODUCCIÓN

El proceso de perforación involucra para su realización dos tipos de energía: Energía Mecánica y Energía Hidráulica.

La energía mecánica impuesta sobre el fondo del pozo se refiere a la aplicación de la carga sobre barrena, transmitida a la formación a ser perforada por esta última, y a la velocidad de rotación impuesta en la barrena mediante la sarta de perforación y la mesa rotaria. Con esto, los elementos cortadores de la barrena realizan la función de rascar, triturar o fracturar las formaciones.

La energía hidráulica proporcionada por la circulación del fluido de control a través del sistema circulatorio del pozo, tiene como principal función la limpieza del fondo del pozo y del agujero, así como el transporte de los mismos hacia la superficie.

Con la aplicación de estas dos energías, se cumple con el fundamento básico de la perforación: **destruir la roca y remover los recortes generados.**

Con respecto a la energía hidráulica empleada en el proceso de perforación de pozos petroleros, la cual en estas notas se le denomina HIDRAULICA DE PERFORACION, es común suponer que ésta se refiere únicamente a la determinación de la relación entre el gasto volumétrico de flujo (gasto de circulación) y la presión de bombeo, así como a la selección de las toberas de la barrena que satisfaga alguna función objetivo (criterio de optimización). A esto se le ha denominado Optimización de la Hidráulica.

Sin embargo, el empleo de la energía hidráulica durante las operaciones de perforación incluye otros aspectos tales como el comportamiento de flujo de los fluidos (reología), las pérdidas de presión por fricción, las presiones generadas por el movimiento de tuberías dentro del pozo, el transporte de recortes desde el fondo del pozo hasta la superficie (capacidad de acarreo de recortes) y la utilización eficiente de la energía (optimización de la perforación).

Por lo tanto, la determinación de la utilización apropiada de la energía hidráulica disponible no estará completa si no se toman en cuenta los aspectos mencionados.

En estas notas se pretende proporcionar en forma práctica y simple, las diferentes relaciones empleadas en el análisis de la Hidráulica de Perforación, cubriendo los aspectos antes mencionados.

En la literatura técnica se pueden encontrar las relaciones mostradas en este trabajo y la ventaja de éste, es el hecho de que las relaciones están expresadas en el sistema de unidades prácticas de campo empleadas en México.

Finalmente, el autor está consciente de que existen en la literatura técnica un mayor número de enfoques, métodos y procedimientos para la determinación de la Hidráulica de Perforación. No obstante, es la opinión del autor, que los aquí presentados son los más comúnmente empleados y los resultados obtenidos no presentan grandes diferencias con los resultados obtenidos en la práctica de campo.

PAGINACIÓN DISCONTINUA

CAPITULO I

REOLOGÍA DE LOS FLUIDOS

1. INTRODUCCIÓN

El flujo de fluidos o sistemas de fluidos, a través de conductos circulares y espacios anulares, es uno de los aspectos comúnmente encontrados en el campo de la Ingeniería; especialmente en la perforación, terminación y reparación de pozos petroleros.

Por lo tanto, las características reológicas o de flujo de los fluidos deberán de ser bien definidas, a fin de diseñar adecuadamente los requerimientos de potencia necesaria para circularlos.

Además, en el diseño de sistemas de fluidos y en el comportamiento de flujo a diferentes condiciones; así como el efecto de diversos contaminantes sobre los fluidos, es posible obtenerlos solamente a partir de un estudio reológico o de las variaciones en sus propiedades reológicas.

1.1 REOLOGÍA

Es la ciencia de la deformación y flujo de los materiales. Es la rama de la física que trata sobre la mecánica de los cuerpos deformables.

La mayoría de la teoría sobre reología trata con casos idealizados, basados en ecuaciones diferenciales de primer orden y sobre el concepto de que las constantes en esas ecuaciones no varían con los cambios en las variables involucradas.

Sin embargo, existen numerosas excepciones de los conceptos ideales, las cuales han sido matemáticamente desarrolladas. Por tanto estos sistemas reológicos, llamados "anómalos", parecen ser aún más comunes que los sistemas ideales.

Además, aun cuando la teoría sobre reología, tanto cualitativa como cuantitativamente, trata con fenómenos reversibles, a menudo se encuentra la irreversibilidad.

1.2 DEFORMACION

La deformación que sufren los materiales puede ser arbitrariamente dividida en dos tipos generales:

- Deformación espontáneamente reversible llamada **ELASTICIDAD**.
- Deformación irreversible denominada **FLUJO**.

ELASTICIDAD

Esta deformación corresponde a una energía mecánicamente recuperable. Es decir, el trabajo empleado en deformar un cuerpo perfectamente elástico, es recuperado cuando el cuerpo es retornado a su forma original indeformada. Por lo que esta deformación elástica es considerada como una función del esfuerzo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

FLUJO

La deformación llamada flujo corresponde a la conversión de la energía mecánica en calor. El trabajo empleado en mantener el flujo es disipado en una forma de calor y no es mecánicamente recuperable. En el flujo, la deformación es una función del corte.

Debido a la similitud que existe entre la resistencia viscosa al flujo y la fricción entre dos superficies sólidas, la resistencia al flujo de un fluido es, algunas veces, denominada "fricción interna".

En estas notas, el término "**viscoso**" será utilizado como un término genérico para describir el fenómeno de flujo y no se refiere a un coeficiente particular de viscosidad

En términos generales, las ecuaciones que describen los efectos viscosos y elásticos, en una forma combinada, son establecidos en base a tres términos principales: Un término elástico que incluye la deformación, uno viscoso que incluye el ritmo de la deformación y un tercer término de inercia, el cual incluye la aceleración.

Por lo tanto, desde el punto de vista de la reología, las propiedades mecánicas de todos los materiales pueden ser totalmente descritas en términos de las contribuciones elásticas, viscosas y de inercia.

1.3 CORTE

El corte es un tipo de deformación muy importante. En donde el corte simple es un caso especial de una deformación laminar y puede ser considerado como un proceso, en el cual planos paralelos infinitamente delgados, se deslizan uno sobre otro; como en un paquete de naipes.

En el corte simple las láminas de fluido son planas, pero el corte o deformación laminar puede ser encontrada en otras geometrías, como se muestra en la Figura 1.1.

En la Figura 1.1 se observa que los tipos de corte mostrados en b y c son muy importantes en reología; pues éstos representan el tipo de flujo encontrado en viscosímetros rotacionales y capilares respectivamente.

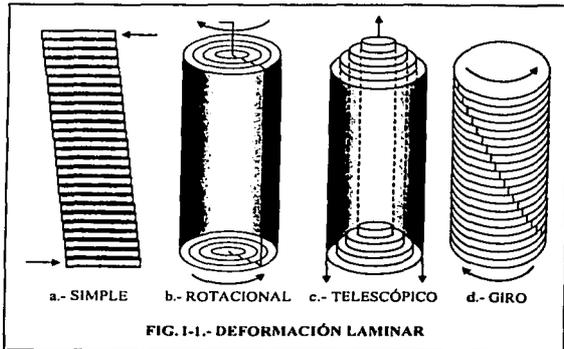


FIG. 1-1.- DEFORMACIÓN LAMINAR

1.4 FLUIDO

1.4 FLUIDO

Un fluido puede ser definido simplemente como una sustancia la cual tiende a fluir bajo la acción de un esfuerzo, no importando la consistencia de éste. En un fluido, los esfuerzos entre las partículas adyacentes son proporcionales al ritmo de deformación y tienden a desaparecer cuando cesa el movimiento.

Un fluido ideal (fluido viscoso) no puede soportar deformaciones por largos períodos de tiempo, debido a que éstos son aliviados por el flujo. Por supuesto, algunos fluidos pueden exhibir una deformación elástica por períodos de tiempo considerables (períodos infinitamente cortos con respecto al tiempo necesario para obtener un flujo apreciable).

Por lo tanto, un material determinado puede ser considerado como un cuerpo elástico ideal para períodos de tiempo relativamente cortos y como un fluido viscoso ideal para períodos de tiempo relativamente largos.

Independientemente de la geometría del cuerpo y de la deformación, un fluido siempre fluirá en una forma de corte laminar.

Govier y Aziz emplean el término "mezclas complejas" para referirse a todos los fluidos de una fase que son No-Newtonianos en su comportamiento; así como a todas las mezclas multifásicas (fluido-fluido, sólido-fluido), las cuales son capaces de fluir a través de un conducto. Esta clasificación se muestra en la Tabla I.

| TABLA I | | | | |
|---|--|--|--------------|---------------|
| CLASIFICACIÓN DE MEZCLAS COMPLEJAS | | | | |
| DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL EFECTO DE LA CONDICIÓN DE LA FASE SOBRE SU COMPORTAMIENTO REOLÓGICO | | | | |
| UNA FASE | MULTIFÁSICOS (GAS-LÍQUIDO, LÍQUIDO-LÍQUIDO, GAS-SÓLIDO, LÍQUIDO-SÓLIDO) | | | |
| | DISPERSIÓN FINA | DISPERSIÓN GRUESA | MACRO MEZCLA | ESTRATIFICADO |
| | SEUDOHOMOGÉNEO | | HETEROGÉNEO | |
| HOMOGÉNEO VERDADERO | LAMINAR O TURBULENTO | SOLO TURBULENTO | | |
| COMPORTAMIENTO COMO DE UNA FASE | | COMPORTAMIENTO DE FLUJO COMO MULTIFÁSICO | | |

El término mezclas complejas es solamente una conveniencia y se refiere a un fluido o sistema de fluidos, para los cuales la mecánica de fluidos convencional (newtonianos - una fase) no se aplica.

MEZCLAS DE UNA FASE

Los fluidos de una fase son verdaderamente homogéneos y aun cuando su comportamiento de flujo no siempre es simple, este comportamiento no es complicado por la variación en la concentración de las fases.

1252
FALLA DE ORIGEN

MEZCLAS MULTIFÁSICAS

Estas mezclas pueden ser descritas de acuerdo con las condiciones reales de flujo y la distribución de cada una de las fases; así, es posible definir:

Dispersión Fina

Pequeñas burbujas de gas, gotas de líquidos inmiscibles o partículas sólidas más o menos uniformemente dispersas en una fase líquida continua; o bien continua; o bien, partículas sólidas o gotas de líquidos más o menos uniformemente distribuidas en una fase gaseosa continua.

Dispersión Gruesa

Burbujas de gas, gotas de líquido inmiscible o partículas sólidas grandes y dispersas en una fase continua líquida; o grandes gotas de líquido o partículas sólidas dispersas en una fase continua de gas.

Macro-Mezclas

Mezcla altamente turbulenta de gas y líquido o de líquidos inmiscibles bajo condiciones de flujo en donde ninguna de las fases es continua.

Estratificado

Mezcla de gas-líquido o dos líquidos inmiscibles, bajo condiciones de flujo donde ambas fases son continuas.

FLUIDO SEUDOHOMOGÉNEO

Ya sea que una dispersión fluido-fluido o fluido-sólido se comporte como un fluido homogéneo o no, dependerá del grado de turbulencia del flujo o de la velocidad de separación de las fases, la cual a su vez depende del tamaño, forma, densidad y concentración de las partículas, así como de la densidad y viscosidad del fluido.

En este manual, los fluidos de una fase y las mezclas multifásicas que son "estables" en ausencia de turbulencia, serán referidas únicamente como fluidos.

2. CLASIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LOS FLUIDOS

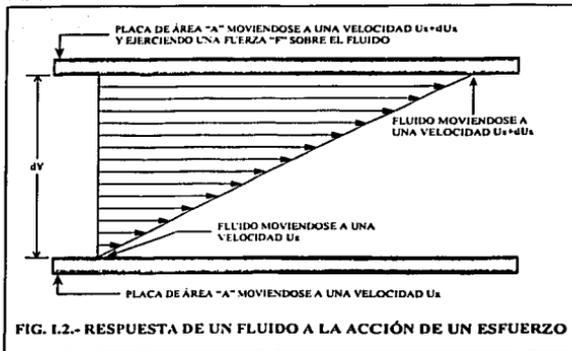
Los fluidos pueden ser clasificados de acuerdo con su comportamiento bajo la acción de un esfuerzo cortante y a la velocidad de corte inducida por dicho esfuerzo resultante en un flujo laminar y unidireccional, a temperatura constante.

Considere un sistema de dos placas paralelas separadas por un fluido, como el mostrado en la Figura 1.2. Las placas son infinitamente grandes con respecto a la separación entre ellas.

Suponga que la placa superior se está moviendo con una velocidad $u_s + du_s$, en tanto que la placa inferior lo hace a una velocidad u_s . Así, la velocidad de flujo adyacente a las placas es la misma que la velocidad de éstas. Por lo tanto, el fluido está sujeto a una deformación du/dy la cual es un gradiente de velocidad de corte γ .

En tanto que la fuerza cortante F por área unitaria A , impuesta sobre el fluido y tendiente a causar el movimiento del mismo, es denominada esfuerzo cortante τ .





Así, para todos los fluidos existe una relación entre el esfuerzo cortante impuesto y la velocidad de corte resultante. Por consiguiente, esta relación es diferente para todos los fluidos y puede ser distinta para el mismo fluido, bajo condiciones diferentes de presión y temperatura.

Por lo tanto, la relación:

$$\tau = f(\gamma) \quad (1.1)$$

Es única para cada tipo de fluido; siendo característica para un fluido bajo condiciones dadas de presión y temperatura.

Esta relación funcional entre el esfuerzo y la velocidad de corte es conocida como la ecuación **reológica** o **constitutiva** del fluido. Sin embargo, en el caso general, esta relación no es tan simple, ya que depende de otros factores tales como interacciones químicas, cambios de orientación y alineamiento de las partículas o moléculas, concentración de las fases, etcétera.

De esta manera, basados en la forma de las ecuaciones reológicas o en sus reogramas (representación gráfica de la ecuación reológica), los fluidos se clasifican en varios tipos.

Así, los fluidos se clasifican principalmente en dos grandes grupos: **FLUIDOS PURAMENTE VISCOSOS** y fluidos que exhiben propiedades viscosas y elásticas, denominados **FLUIDOS VISCOELÁSTICOS**.

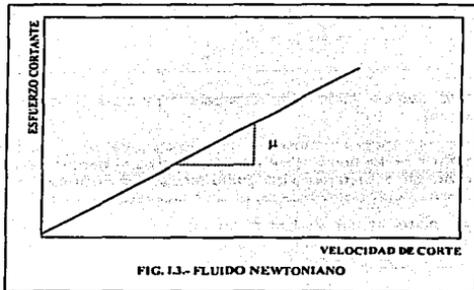
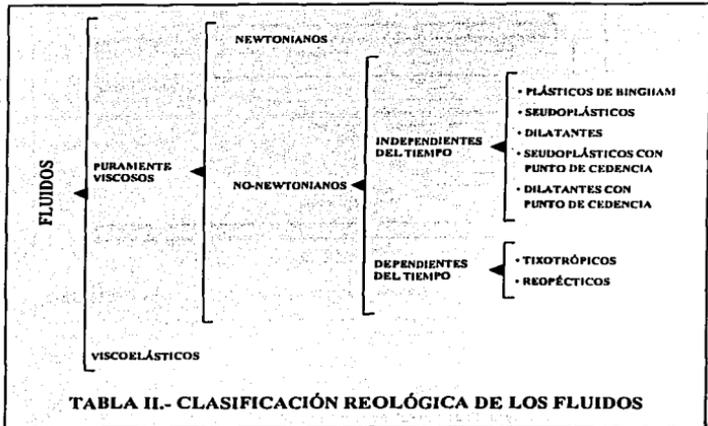
Sin embargo, de acuerdo con su comportamiento bajo la acción de un esfuerzo cortante y la velocidad de corte inducida por dicho esfuerzo, los fluidos se clasifican como **FLUIDOS NEWTONIANOS** y **FLUIDOS NO-NEWTONIANOS**, como se muestra en la Tabla II.

2.1. FLUIDOS NEWTONIANOS

Los fluidos newtonianos o ideales son aquellos cuyo comportamiento reológico puede ser descrito de acuerdo con la **LEY DE LA VISCOSIDAD DE NEWTON**.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Es decir, son aquellos fluidos que exhiben una proporcionalidad directa entre el esfuerzo cortante aplicado y la velocidad de corte inducida, como se muestra en la Figura 1.3.



2.2. FLUIDOS NO-NEWTONIANOS

Los fluidos no-Newtonianos son aquellos fluidos que no se comportan de acuerdo con la Ley de la Viscosidad de Newton. Por exclusión, en este grupo se incluye a todos los fluidos que no exhiben una relación directa entre el esfuerzo cortante y la velocidad de corte. A su vez, éstos pueden ser subdivididos en dos grupos: Fluidos Independientes del Tiempo y Fluidos Dependientes del Tiempo.

2.2.1. FLUIDOS INDEPENDIENTES DE TIEMPO

Son así denominados debido a que sus propiedades reológicas no cambian con la duración del corte o con su historia de corte. Entre éstos se encuentran los Fluidos Plásticos de Bingham, Seudoplásticos, Dilatantes, y Seudoplásticos y Dilatantes con Punto de Cedencia.

FLUIDOS PLÁSTICOS DE BINGHAM

Son un caso idealizado de los fluidos no-Newtonianos; pues a fin de iniciar su movimiento se requiere vencer un esfuerzo inicial finito, denominado esfuerzo o punto de cedencia. Una vez que dicho esfuerzo inicial ha sido excedido, estos fluidos exhiben una relación lineal entre el esfuerzo cortante y la velocidad de corte, como se muestra en la Figura 1.4.

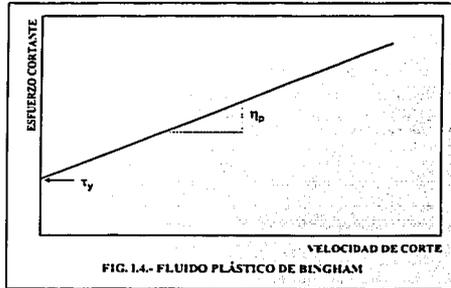
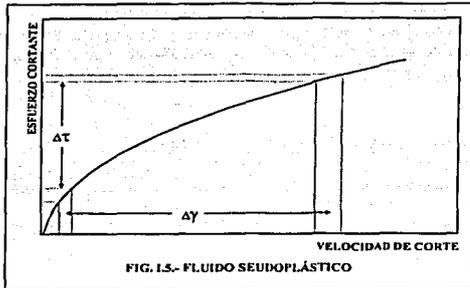


FIG. 1.4.- FLUIDO PLÁSTICO DE BINGHAM

FLUIDOS SEUDOPLÁSTICOS

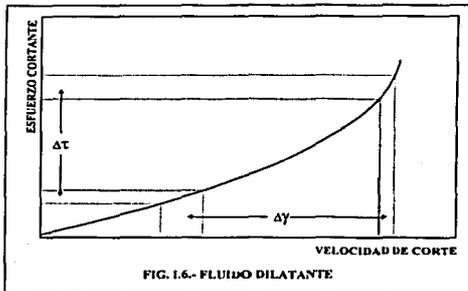
Son aquellos fluidos para los cuales un esfuerzo cortante infinitesimal iniciará su movimiento y para el cual el ritmo de incremento en el esfuerzo cortante decrece conforme se incrementa la velocidad de corte, según se observa en la Figura 1.5.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



FLUIDOS DILATANTES

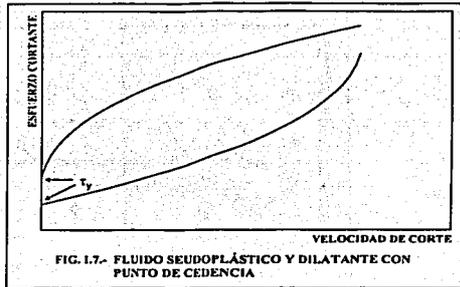
Estos fluidos presentan un comportamiento similar a los Fluidos Seudoplásticos, con la diferencia de que en los Fluidos Dilatantes el ritmo del incremento del esfuerzo cortante con la velocidad de corte se incrementa, como se observa en la Figura 1.6.



Matemáticamente éstos fluidos son similares a los Fluidos Seudoplásticos y por lo tanto, para ambos tipos de fluidos se aplican las mismas ecuaciones empíricas, con valores apropiadamente diferentes de ciertas constantes reológicas.

FLUIDOS SEUDOPLÁSTICOS Y DILATANTES CON PUNTO DE CEDENCIA

Son aquellos fluidos que exhiben un esfuerzo inicial finito o punto de cedencia, como en el caso de los Fluidos Plásticos de Bingham; pero una vez que el esfuerzo inicial ha sido rebasado la relación entre el esfuerzo cortante, en exceso del esfuerzo inicial, con la velocidad de corte resultante no es lineal. Es decir, una vez que el esfuerzo de cedencia ha sido excedido, su comportamiento esfuerzo-deformación se asemeja al comportamiento de los Fluidos Seudoplásticos o Dilatantes, como se muestra en la Figura 1.7.

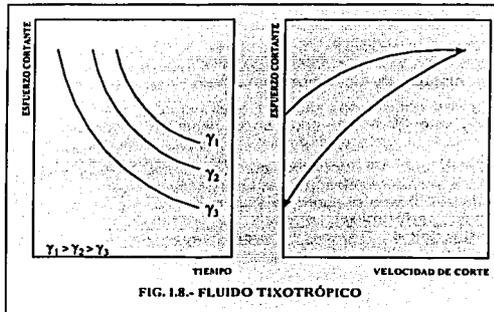


2.2.2. FLUIDOS DEPENDIENTES DE TIEMPO

Estos fluidos se caracterizan porque sus propiedades reológicas varían con la duración del corte (esfuerzo cortante y velocidad de corte), dentro de ciertos límites. Los Fluidos Dependientes del Tiempo se subdividen en: Fluidos Tixotrópicos y Fluidos Reopécticos.

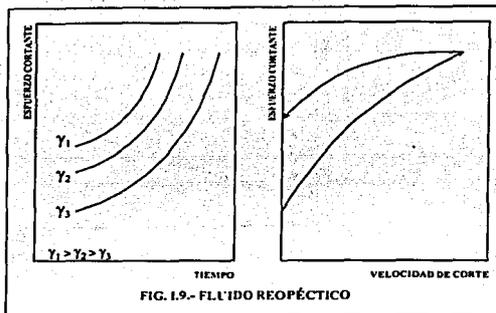
FLUIDOS TIXOTRÓPICOS

Son aquellos fluidos en los cuales el esfuerzo cortante decrece con la duración del corte (Figura 1.8).



FLUIDOS REOPÉCTICOS

A diferencia de los Fluidos Tixotrópicos, en los Fluidos Reopécticos el esfuerzo cortante se incrementa conforme se incrementa la duración del corte, como se aprecia en la Figura 1.9.



2.2.3. FLUIDOS VISCOELÁSTICOS

Los Fluidos Viscoelásticos son así denominados debido a que presentan características intermedias entre los fluidos puramente viscosos y los sólidos puramente elásticos, especialmente la característica de deformación bajo la acción de un esfuerzo y de retornar a su forma original indeformada cuando cesa la acción de dicho esfuerzo. Es decir, recobran su forma original después de la deformación a la que han estado sujetos, cuando cesa la acción del esfuerzo.

2.3. FLUIDOS DE PERFORACION

Los fluidos de perforación son generalmente suspensiones de sólidos en líquidos, los cuales presentan características de flujo bastante complejas, pues no siguen, al menos en una forma rigurosa, ninguno de los comportamientos reológicos descritos anteriormente.

Además, las condiciones de flujo tales como la presión y la temperatura, así como las diferentes velocidades de corte encontradas en los pozos petroleros, tienden a agravar el entendimiento de las propiedades de flujo de estos fluidos.

De acuerdo con las funciones que tienen que cumplir estos fluidos, las características tixotrópicas son deseables; pero esta dependencia del tiempo deberá de ser eliminada antes de estudiarlos desde el punto de vista reológico. Sin embargo, los fluidos de perforación (lodos de perforación), pueden ser estudiados como Fluidos no-Newtonianos e independientes de Tiempo; es decir, pueden ser considerados como Fluidos Plásticos de Bingham y/o Seudoplásticos con y sin Punto de Cedencia.

3. MODELOS REOLÓGICOS

La descripción reológica de los fluidos ha sido expresada mediante relaciones matemáticas complejas. Afortunadamente en el campo de la ingeniería los fluidos no-Newtonianos más abundantes, estudiados y mejor entendidos son los fluidos seudoplásticos.

Algunas de las relaciones empleadas para describir a estos fluidos han sido aplicadas al comportamiento reológico de los fluidos de perforación, terminación y reparación de pozos petroleros.

Por lo tanto, los fluidos de perforación, terminación y reparación de pozos pueden ser representados por varios modelos reológicos o ecuaciones constitutivas; entre las cuales, las más empleadas son el modelo de Bingham, Ostwald-de Waele y Herschel-Bulkley. Recientemente, los modelos de Robertson y Stiff y de Casson han sido propuestos para caracterizar a los fluidos de perforación y las lechadas de cemento.

Modelos reológicos más complejos como el modelo de Ellis y el de Sisko han sido y pueden ser empleados en algunos casos.

Indudablemente, existen muchos modelos reológicos que involucran más de tres parámetros ajustables. Sin embargo, estos modelos están fuera del alcance de este manual; por lo tanto, si el lector desea estudiar algunos de ellos, el lector es referido a la bibliografía.

3.1. MODELO DE NEWTON

Este modelo propuesto por Newton, representa a los fluidos ideales. Es decir, caracteriza a aquellos fluidos cuya relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de corte es lineal. La constante de proporcionalidad, conocida como coeficiente de viscosidad o simplemente viscosidad, es suficiente para describir su comportamiento de flujo.

Matemáticamente, esta relación se expresa como:

$$\tau = \frac{\mu}{g_c} \dot{\gamma} \quad (1.2)$$

donde μ es la viscosidad absoluta, viscosidad Newtoniana o simplemente viscosidad. Esta viscosidad permanece constante a cualquier velocidad de corte; siempre y cuando el flujo sea laminar y las propiedades del fluido permanezcan inalterables.

Ejemplos de fluidos newtonianos lo son todos los gases, líquidos de moléculas simples no elongadas y suspensiones pseudohomogéneas de partículas esféricas en gases o líquidos.

3.2. MODELO DE BINGHAM

Este tipo de fluidos es el más simple de todos los fluidos no-Newtonianos, debido a que la relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de corte exhibe una proporcionalidad directa, una vez que un esfuerzo inicial finito, necesario para iniciar el movimiento, ha sido excedido.

A este esfuerzo inicial se le denomina punto de cedencia, τ_y ; en tanto que la pendiente de la porción lineal del reograma es conocida como coeficiente de rigidez o simplemente viscosidad plástica, η_p .

Así, el modelo de Bingham esta representado como:

$$\tau = \frac{\eta_p}{g_c} \dot{\gamma} + \tau_y \quad (1.3)$$

donde:

$$\dot{\gamma} = 0 \quad \text{si} \quad \tau \leq \tau_y$$

$$\dot{\gamma} \neq 0 \quad \text{si} \quad \tau > \tau_y$$

Aunque este modelo es un caso idealizado, las suspensiones de arcillas (20 a 60% de arcillas cálcicas en agua) y el flujo de fluidos de perforación en espacios anulares, asemejan su comportamiento de flujo a este modelo.

Por simplicidad, este modelo ha sido empleado extensivamente en la ingeniería petrolera; aun cuando el comportamiento real del lodo de perforación no presenta una relación lineal entre el esfuerzo y la velocidad de corte.

3.3. MODELO DE LEY DE POTENCIAS

El modelo de Ostwald-de Waele, comúnmente conocido como modelo de Ley de Potencias, es uno de los más usados en el campo de la ingeniería y una de las primeras relaciones propuestas entre el esfuerzo cortante y la velocidad de corte. Esta relación está caracterizada por dos constantes reológicas y expresada como:

$$\tau = K \dot{\gamma}^n \quad (1.4)$$

en donde el índice de consistencia K , es un término semejante a la viscosidad e indicativo de la consistencia del fluido. Es decir, si el valor de K es alto, el fluido es más "viscoso" y viceversa. En tanto que el índice de comportamiento de flujo n , es una medida de la no-Newtonianidad del fluido. Entre más alejado de la unidad sea el valor de n , más no-Newtoniano es el comportamiento del fluido.

Si el valor de n es mayor que cero y menor que la unidad, el modelo representa a los fluidos pseudoplásticos; en tanto que si n es mayor que la unidad, el modelo representa a los fluidos dilatantes. Nótese que este modelo se reduce a la Ley de la Viscosidad de Newton (ecuación 1.2), si n es igual a la unidad, con $K = \mu/g_c$.

No obstante que el modelo de Ley de Potencias es eminentemente empírico, ha sido ampliamente utilizado, debido a que a gradientes de velocidad intermedios reproduce adecuadamente el comportamiento de flujo de muchos fluidos pseudoplásticos y dilatantes. Otra ventaja en el uso de este modelo, lo constituye el hecho de que es simple y posee únicamente dos constantes reológicas (n y K); además de que cuando ha sido empleado en problemas de flujo en tuberías ha dado excelentes resultados.

3.4. MODELO DE LEY DE POTENCIAS MODIFICADO

El modelo de Herschel-Bulkley, también conocido como modelo de Ley de Potencias con Punto de Cedencia, fue propuesto con el fin de obtener una relación más estrecha entre el modelo reológico y las propiedades de flujo de los fluidos pseudoplásticos y dilatantes que presentan un punto de cedencia.

Entre los modelos propuestos que involucran el uso de tres constantes o parámetros ajustables, el modelo de Herschel-Bulkley es de los más simples y exactos. Este modelo está representado por:

$$\tau = K \dot{\gamma}^n + \tau_y \quad (1.5)$$

con:

$$\dot{\gamma} = 0 \quad \text{si} \quad \tau \leq \tau_y$$

$$\dot{\gamma} \neq 0 \quad \text{si} \quad \tau > \tau_y$$

donde τ_y representa un esfuerzo inicial o punto de cedencia.



Las constantes n y K tienen un significado similar a las constantes reológicas del modelo de Ley de Potencias.

Como puede observarse en la ecuación 1.5, este modelo es más general que los anteriores. Es decir, los modelos de Newton, Bingham y Ostwald-de Waele con soluciones particulares de éste; pues si n es igual a la unidad y τ_y es cero, el modelo se reduce a la Ley de Newton (ecuación 1.2); en tanto que si τ_y es diferente de cero, este modelo representa al modelo de Bingham (ecuación 1.3), con $K = \eta_p/g_c$.

Por otro lado, si n es diferente de la unidad y τ_y es cero, resulta el modelo de Ley de Potencias (ecuación 1.4). Por este motivo, a este modelo se le ha denominado como modelo de Ley de Potencias Modificado.

4. DETERMINACIÓN DE LAS CONSTANTES REOLÓGICAS

Se debe tener en mente que el término "viscosidad" es apropiado solamente para fluidos newtonianos. Para los fluidos no-Newtonianos, este término no tiene sentido, al menos en sentido estricto.

Sin embargo es común referirse a la relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de corte como un término de viscosidad. esto es:

$$\eta = g_c \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (1.6)$$

De tal manera que para fluidos no-Newtonianos, el término "viscosidad" significa exactamente la relación entre el esfuerzo cortante y la velocidad de corte, τ , y $\dot{\gamma}$, cualquiera que sea la relación existente entre ambas, $\tau = f(\dot{\gamma})$. Por este motivo, la viscosidad deberá ser especificada a una velocidad de corte determinada.

En el campo, es necesario determinar las propiedades reológicas de los fluidos de perforación, terminación y reparación de pozos, en una forma rápida y sencilla de tal manera que los cálculos a realizar sean fáciles y los resultados prácticos y confiables.

Para la determinación de las constantes reológicas en el campo, se supone que la velocidad de corte depende únicamente de la geometría del viscosímetro y de la velocidad de rotación; es decir, no depende de las propiedades reológicas (esto es solamente cierto para fluidos newtonianos). Además, en algunos casos se supone que la lectura del aparato, θ , es igual al esfuerzo cortante.

En este manual, se considerará el viscosímetro Fann 35-VG (Figura 1.10), comúnmente empleado en la industria petrolera, equipado con la combinación estándar de bob-camisa y resorte de torsión No. 1, por ser éstos los suministrados con cada aparato. Para combinaciones o aparatos diferentes, referirse a los catálogos y manuales del proveedor; no obstante, el procedimiento a seguir es similar, variando entonces los valores de las constantes y otros factores.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



FIG. 1.10.- VISCOSÍMETRO ROTACIONAL FANN 35-VC®
 ® Marca registrada de H. Bardon, Inc., Indiana, Inc.

Para el viscosímetro rotacional de campo y la combinación bob-camisa estándar y resorte de torsión No. 1, se tiene:

$$\begin{aligned}
 R_c &= 1.8420 && \text{cm} \\
 R_b &= 1.7250 && \text{cm} \\
 h_e &= 4.0500 && \text{cm} \\
 \rho &= 1.0678 \\
 K_R &= 387.0000 && \frac{\text{dinas} - \text{cm}}{\text{grado}}
 \end{aligned}$$

Por lo que el esfuerzo de corte estará definido por la ecuación:

$$\begin{aligned}
 \tau_b &= \frac{K_R \theta}{2 \pi R_e^2 h_e} = \frac{387 \theta}{2 \pi (1.725)^2 (4.050)} \\
 \tau_b &= 5.1109 \theta \left\{ \frac{\text{dinas}}{\text{cm}^2} \right\}
 \end{aligned}$$

(1.7)

16 TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

y en unidades prácticas de campo:

$$\tau_b = 1.067 \theta \left\{ \frac{\text{lb}_f}{100 \text{ pies}^2} \right\} \quad (1.8)$$

Por otro lado, la velocidad de corte está definida por la ecuación:

$$\gamma_w = \frac{\pi N}{15} \left(\frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \right) = \frac{\pi N}{15} \left(\frac{1.06782^2}{1.06782^2 - 1} \right)$$

$$\gamma_w = 1.703 \text{ N } \left\{ \text{seg}^{-1} \right\} \quad (1.9)$$

En tanto que la viscosidad del fluido, a cualquier velocidad de corte está definida por:

$$\eta = g_c \frac{\tau_b}{\gamma_w} = 32.17 \frac{1.067 \theta}{(100)(1.703) \text{ N}}$$

$$\eta = 0.2016 \frac{\theta}{\text{N}} \left\{ \frac{\text{lb}_m}{\text{pie} \cdot \text{seg}} \right\} \quad (1.10)$$

y en unidades de campo:

$$\eta = 300 \frac{\theta}{\text{N}} \quad \{ \text{cp} \} \quad (1.11)$$

4.1 MODELO DE BINGHAM

La determinación de la viscosidad plástica y el punto de cedencia se basa en las lecturas a 600 y 300 rpm. Evaluando el modelo de Bingham en estas lecturas:

$$\tau_{600} = \frac{\eta_p}{g_c} \gamma_{600} + \tau_y$$

$$\tau_{300} = \frac{\eta_p}{g_c} \gamma_{300} + \tau_y$$

y resolviendo las dos ecuaciones anteriores para la viscosidad plástica, se tiene:

$$\eta_p = g_c \left(\frac{\tau_{600} - \tau_{300}}{\gamma_{600} - \gamma_{300}} \right) \quad (1.12)$$

Sustituyendo en la ecuación 1.12 las expresiones 1.8 y 1.9:

$$\eta_p = \frac{(32.17)(1.067)(\theta_{600} - \theta_{300})}{(100)(1.703)(300)}$$

$$\eta_p = 0.000672 (\theta_{600} - \theta_{300}) \left\{ \frac{\text{lb}_m}{\text{pie} \cdot \text{seg}} \right\} \quad (1.13)$$

y en unidades prácticas:

$$\eta_p = (\theta_{600} - \theta_{300}) \quad \{ \text{cp} \} \quad (1.14)$$

El punto de cedencia se obtiene del modelo de Bingham evaluado a 300 rpm, sustituyendo η_p de la expresión 1.12 y resolviendo para τ_y , así:

$$\tau_y = \tau_{300} - \left(\frac{\tau_{600} - \tau_{300}}{\gamma_{600} - \gamma_{300}} \right) \gamma_{300}$$

$$\tau_y = \tau_{300} - (\tau_{600} - \tau_{300})$$

Suponiendo que $\tau = \theta$:

$$\tau_y = \theta_{300} - (\theta_{600} - \theta_{300})$$

pero por la ecuación 1.14, finalmente resulta:

$$\tau_y = \theta_{300} - \eta_p \quad \left\{ \frac{\text{lb}_f}{100 \text{ pies}^2} \right\} \quad (1.15)$$

Nótese que el valor del punto de cedencia es una aproximación, pues de acuerdo con la expresión 1.8, $\tau \neq \theta$.

4.2 MODELO DE LEY DE POTENCIAS

A partir de la ecuación constitutiva del modelo evaluada a 600 y 300 rpm, resultan:

$$\tau_{600} = K \gamma_{600}^n$$

$$\tau_{300} = K \gamma_{300}^n$$

las cuales pueden ser resueltas simultáneamente. Así, para el índice de comportamiento de flujo, se tiene:

$$n = \frac{\log\left(\frac{\tau_{600}}{\tau_{300}}\right)}{\log\left(\frac{\gamma_{600}}{\gamma_{300}}\right)}$$

y en base a las lecturas Fann y revoluciones por minuto (ecuaciones 1.8 y 1.9):

$$n = \frac{\log\left(\frac{\theta_{600}}{\theta_{300}}\right)}{\log(2)}$$

$$n = 3.32 \log\left(\frac{\theta_{600}}{\theta_{300}}\right) \quad (\text{adim}) \quad (1.16)$$

Ahora, despejando K del modelo:

$$K = \frac{\tau}{\gamma^n}$$

de acuerdo con la ecuación 1.9 y suponiendo que $\tau = \theta$:

$$K = \frac{\theta_{600}}{1022^n} = \frac{\theta_{300}}{511^n} \quad \left\{ \frac{\text{lbf} \cdot \text{seg}^n}{100 \text{ pies}^2} \right\} \quad (1.17)$$

4.3. MODELO DE LEY DE POTENCIAS MODIFICADO

Este modelo presenta tres parámetros reológicos, lo cual hace difícil la evaluación de éstos. Por lo que, para su solución es necesario suponer:

$$\tau = \theta \quad \text{y} \quad \tau_y = \theta_0$$

donde θ_0 es el valor de gelatinosidad (gel) inicial; considerado en este caso como una aproximación al verdadero valor de τ_y .

Mediante la evaluación del modelo a 600 y 300 rpm se tiene:

$$\tau_{600} = K \gamma_{600}^n + \tau_y$$

$$\tau_{300} = K \gamma_{300}^n + \tau_y$$

Resolviendo simultáneamente ambas ecuaciones, resulta:

$$n = \frac{\log\left(\frac{\tau_{600} - \tau_y}{\tau_{300} - \tau_y}\right)}{\log\left(\frac{\gamma_{600}}{\gamma_{300}}\right)}$$

y en función de las lecturas del viscosímetro y las revoluciones por minuto:

$$n = \frac{\log\left(\frac{\theta_{600} - \theta_0}{\theta_{300} - \theta_0}\right)}{\log(2)}$$

$$n = 3.32 \log\left(\frac{\theta_{600} - \theta_0}{\theta_{300} - \theta_0}\right) \quad \{\text{adim}\} \quad (1.18)$$

Así mismo, despejando K del modelo:

$$K = \frac{\tau - \tau_y}{\gamma^n}$$

y en función de las lecturas, suponiendo que $\tau = \theta$ y $\tau_y = \theta_0$:

$$K = \frac{\theta_{600} - \theta_0}{1022^n} = \frac{\theta_{300} - \theta_0}{511^n} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{[lb}_f\text{-seg}^n] \\ \text{[100 pies}^2\text{]} \end{array} \right\} \quad (1.19)$$

5. NOMENCLATURA

| | | |
|----------|---|---|
| g_c | : | Constante gravitacional (M-L/(F-T)) |
| h_e | : | Altura efectiva del bob (L) |
| K | : | Indice de consistencia (F-T ⁿ /L ²) |
| K_R | : | Constante del resorte de torsión del Viscosímetro FANN 35 - VG (F-L/grados) |
| N | : | Velocidad de rotación de la camisa (rpm) |
| n | : | Indice de comportamiento de flujo (adim) |
| R_b | : | Radio del bob (L) |
| R_c | : | Radio de la camisa (L) |
| β | : | Relación entre el radio de la camisa y el bob (adim) |
| γ | : | Velocidad de corte (1/T) |
| η | : | Viscosidad del fluido a una g determinada (M/(L-T)) |
| η_p | : | Viscosidad plástica (M/(L-T)) |
| θ | : | Lectura Fann, deflexión del resorte (grados) |
| μ | : | Viscosidad absoluta o Newtoniana (M/(L-T)) |
| τ | : | Esfuerzo cortante (F/L ²) |
| τ_y | : | Esfuerzo de cedencia (F/L ²) |

NOTA: Sistema de unidades homogéneas, excepto las correspondientes a la Sección 4 de este Capítulo, las cuales se indican en las fórmulas.

CAPITULO II

PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN

1. INTRODUCCIÓN

La utilización apropiada de la potencia hidráulica de la bomba es uno de los factores de mayor importancia en las operaciones de perforación rotatoria.

Por lo tanto, con la finalidad de emplear la energía hidráulica disponible del equipo, en una forma más eficiente, se requiere del entendimiento de los componentes del sistema circulatorio del pozo, los cuales consumen potencia; así como de la determinación analítica de la presión existente en varios puntos del sistema hidráulico del pozo.

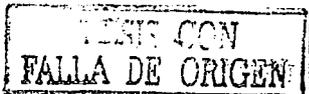
La determinación de las fuerzas de fricción en el sistema circulatorio del pozo es una tarea bastante complicada de describir matemáticamente. No obstante, a pesar de la complejidad del sistema, el efecto de esas fuerzas de fricción deberá de ser calculadas, a fin de poder determinar adecuadamente los siguientes parámetros:

- a). La presión de fondo estática y dinámica durante las operaciones de perforación y cementación.
- b). La densidad equivalente de circulación durante las operaciones de perforación y cementación.
- c). El programa hidráulico del pozo (gasto de flujo, presión de bombeo y tamaño óptimo de las toberas de barrena.
- d). Capacidad de acarreo de los recortes generados por la barrena.
- e). Presiones de empuje y succión durante los viajes.
- f). Las presiones superficiales y de fondo del pozo, a diferentes gastos de circulación, generadas durante las operaciones de control del pozo.

La determinación de las caídas de presión por fricción en las diferentes secciones del pozo se basa principalmente en las leyes que rigen la mecánica de los fluidos y la aplicación de las siguientes leyes físicas de la dinámica de fluidos:

- a). Ecuación de Energía o Ley de la Conservación de Energía
- b). Ecuación de Continuidad o Ley de la Conservación de Masa
- c). Ecuación de Momento o la aplicación de la Segunda Ley de Newton

Por lo tanto, las ecuaciones que describen el comportamiento de flujo del fluido de perforación son obtenidas a partir de la aplicación de las leyes anteriores, en combinación con el modelo reológico o de flujo del fluido y la correspondiente ecuación de estado.



En la rama de la perforación de pozos, los modelos reológicos comúnmente empleados son:

- a). Modelo Plástico de Bingham
- b). Modelo de Ley de Potencias
- c). Modelo de Ley de Potencias Modificado

En tanto que las ecuaciones de estado más utilizadas son:

- a). Fluido Incompresible
- b). Fluido Compresible
 - Ecuación de los gases ideales
 - Ecuación de los gases reales

En este manual únicamente se tratará el caso de los fluidos incompresibles fluyendo en régimen laminar, transicional y turbulento.

2. ECUACIÓN DE BALANCE DE ENERGÍA

La ecuación de balance de energía es un postulado que establece el balance entre el contenido de energía inicial en un sistema, la energía externa la cual puede ser adicionada o removida del sistema y el contenido final de energía en el sistema mismo.

El principio de la conservación de la energía establece que el cambio de energía en un sistema es igual a la energía que entra al sistema menos la energía que sale del sistema, más o menos el trabajo y calor adicionado o extraído del sistema.

Las formas de energía incluidas en la ecuación incluyen:

- U : Energía interna por unidad de masa
- $V^2/2g_c$: Energía cinética por unidad de masa
- gZ/g_c : Energía potencial por unidad de masa
- P/ρ : Presión-volumen o energía de compresión
- Q : Calor adicionado o removido por unidad de masa
- W : Trabajo por unidad de masa, realizado por o sobre el sistema

Considere un sistema general de flujo como el mostrado en la Figura 11.1, bajo condiciones de flujo estacionario, donde fluye un fluido incompresible. La ecuación de balance de energía puede ser expresada mediante:

$$U + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2g_c} + \frac{gZ}{g_c} = Q + W \quad (11.1)$$

La ecuación II.1 puede ser expresada en los siguientes términos:

$$\int dU + \int d\frac{P}{\rho} + \frac{1}{g_c} \int V dV + \frac{g}{g_c} \int dZ = Q + W \quad (II.2)$$

De acuerdo con las leyes de la termodinámica, la entalpía H está definida por:

$$\int dH = \int dU + \int d\frac{P}{\rho} = \int T dS + \int \frac{1}{\rho} dP$$

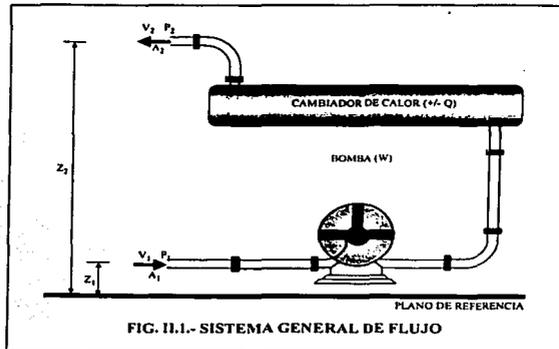
pero:

$$\int T dS = Q + F$$

por lo tanto, introduciendo estas dos relaciones en la expresión II.2, resulta:

$$\int \frac{1}{\rho} dP + \frac{1}{g_c} \int V dV + \frac{g}{g_c} \int dZ + W - F = 0 \quad (II.3)$$

La expresión II.3 es conocida como la ecuación de la energía mecánica, en donde el término F es la pérdida de presión por fricción por unidad de masa. El término F incluye todas aquellas pérdidas de energía degradada de la energía interna como un resultado de la irreversibilidad y en forma general, se expresa por dP/f_r .



Por otro lado, para un fluido incompresible se tiene:

$$\int \frac{1}{\rho} dP = \frac{1}{\rho} \int P$$

Finalmente, suponiendo que el fluido no realiza ningún trabajo, ni el medio efectúa trabajo sobre el fluido ($W = 0$), la ecuación de la energía mecánica puede ser expresada, en forma diferencial:

$$\frac{dP}{\rho} + V \frac{dV}{g_c} + \frac{g}{g_c} dz - \frac{dP_f}{\rho} = 0 \quad (11.4)$$

En los problemas de flujo de fluidos, el término dP_f deberá de ser evaluado separadamente a partir de la ecuación de balance de momento y de la ecuación constitutiva del fluido.

3. RÉGIMEN DE FLUJO

Cuando un fluido fluye a través de un conducto, éste puede fluir ya sea en régimen laminar, transicional o turbulento.

La distinción entre estos regímenes de flujo fue primeramente observada por Osborne Reynolds. Los experimentos realizados por Reynolds mostraron que a una velocidad suficientemente baja un fluido fluye uniformemente en forma de láminas, mientras que a velocidades mayores el movimiento del fluido se torna caótico.

Además, Reynolds mostró que el criterio para romper el movimiento laminar del fluido y la transición al flujo turbulento depende de una cantidad adimensional denominada como Número de Reynolds.

El concepto del número de Reynolds, originalmente determinado empíricamente, es de gran importancia en la solución de los problemas de flujo y relaciona las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas que son desarrolladas por el fluido en movimiento.

Para el flujo de fluidos en tuberías, el Número de Reynolds está definido mediante:

$$\begin{aligned} NRe &= \frac{\text{Fuerzas de Inercia}}{\text{Fuerzas Viscosas}} \\ NRe &= \frac{\frac{\rho V^2}{D}}{\frac{\mu V}{D^2}} \\ NRe &= \frac{DV\rho}{\mu} \end{aligned} \quad (11.5)$$

3.1. FLUJO LAMINAR

Cuando un fluido fluye en régimen laminar a través de un conducto, las partículas de fluido se mueven en línea recta, paralelas al eje longitudinal del conducto y las capas adyacentes del fluido se deslizan unas sobre otras sin mezclarse.

En este régimen de flujo, las caídas de presión por fricción son debidas únicamente al esfuerzo cortante originado por el deslizamiento entre las capas adyacentes del fluido.

En este caso, las expresiones que relacionan el gasto de flujo a las pérdidas de presión por fricción se pueden desarrollar basados en las ecuaciones constitutivas del fluido (modelos reológicos).

RELACIÓN DE HAGEN-POISEUILLE

La relación de Hagen-Poiseuille es aplicable al flujo laminar estacionario de un fluido incompresible, Newtoniano, fluyendo a través de un conducto circular de sección transversal uniforme.

Mediante la aplicación de las ecuaciones de estado, continuidad, y momento; así como la ecuación constitutiva del fluido se obtiene:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{32 V \mu}{g_c D^2} \quad (11.6)$$

La relación teórica expresada por la ecuación 11.6 ha sido ampliamente verificada mediante determinaciones experimentales y es completamente válida para las condiciones supuestas; es decir, flujo isotérmico, estacionario e incompresible de un fluido Newtoniano.

Para fluidos no-Newtonianos es posible derivar expresiones análogas, mediante la aplicación de la ecuación constitutiva del fluido correspondiente.

3.2 FLUJO TURBULENTO

El flujo turbulento se caracteriza por la fluctuación en los componentes de la velocidad en todas direcciones; es decir, el flujo se vuelve caótico y las partículas de fluido se mueven en todas direcciones.

Fuera de la región laminar, el análisis teórico de las pérdidas de presión por fricción llega a ser extremadamente complejo. Sin embargo, se ha realizado una gran cantidad de trabajo experimental, los cuales han definido la relación entre los factores que afectan las pérdidas de presión por fricción en régimen turbulento.

Mediante la aplicación del análisis dimensional, las pérdidas de presión por fricción al gasto volumétrico de flujo se relacionan en función del llamado factor de fricción.

FACTOR DE FRICCIÓN

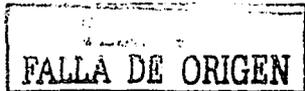
El factor de fricción es un parámetro adimensional que indica el nivel de esfuerzo cortante en la pared del conducto. Por lo que el factor de fricción es la relación entre el esfuerzo cortante en la pared τ_w y la energía cinética por unidad de volumen del fluido; es decir:

$$f = \frac{2 \tau_w g_c}{\rho V^2}$$

pero de un balance de fuerzas se puede obtener:

$$\tau_w = -\frac{D}{4} \frac{dP}{dx}$$

por lo que f está definida por:



$$\frac{dP_f}{dx} = \frac{2 f \rho V^2}{g_c D} \quad (11.7)$$

La expresión 11.7 es conocida como la **Ecuación de Fanning**, la cual es válida para el flujo turbulento de cualquier fluido, siempre y cuando el valor del factor de fricción f sea apropiadamente determinado.

En régimen laminar el valor de f deberá de ser tal que las ecuaciones 11.6 y 11.7 proporcionen el mismo valor para el gradiente de presión por fricción. Así, igualando estas expresiones y resolviendo para f se tiene, que para flujo laminar:

$$f = \frac{16}{NRe} \quad (11.8)$$

4. PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN EL SISTEMA HIDRÁULICO DEL POZO

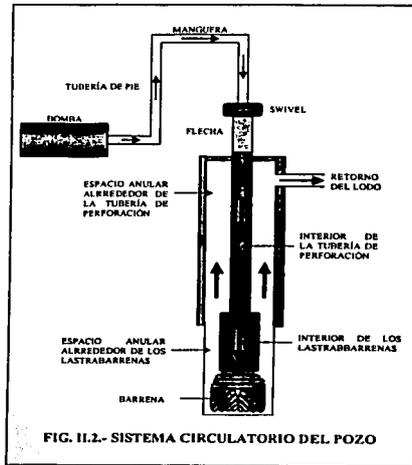


FIG. 11.2.- SISTEMA CIRCULATORIO DEL POZO

Debido a que el fluido entra al pozo y sale de él a la misma altura, la velocidad del fluido a la entrada y a la salida del pozo es la misma, entonces:

$$\frac{V dV}{g_c} = 0$$

$$\frac{g}{g_c} dZ = 0$$

Por lo tanto, de acuerdo con lo establecido en la sección 1, la ecuación 11.4 se reduce a:

$$dP = dP_f$$

por lo que:

$$\Delta P = \Delta P_f$$

La expresión anterior indica que la presión superficial de la bomba (presión de bombeo), necesaria para circular el fluido a través del sistema hidráulico del pozo (Figura 11.2), es únicamente la suma de las caídas de presión por fricción en cada una de las secciones que lo componen; es decir:

$$\Delta P_s = \Delta P_{CS} + \Delta P_{TP} + \Delta P_{LB} + \Delta P_b + \Delta P_{TPa} + \Delta P_{Lba} \quad (11.9)$$

donde:

- P_s : Presión superficial de bombeo.
- ΔP_{CS} : Caída de presión por fricción a través de las conexiones superficiales.
- ΔP_{TP} : Caída de presión por fricción en el interior de la tubería de perforación.
- ΔP_{LB} : Caída de presión por fricción a través del interior de los lastrabarrenas.
- ΔP_b : Caída de presión por fricción a través de las toberas de la barrena.
- ΔP_{TPa} : Caída de presión por fricción en el espacio anular, alrededor de la tubería de perforación.
- ΔP_{Lba} : Caída de presión por fricción a través del espacio anular alrededor de los lastrabarrenas.

Con el objeto de poder determinar la presión superficial de bombeo para circular el fluido de perforación a través del sistema circulatorio del pozo, es necesario determinar las caídas de presión en cada una de las secciones.



4.1 DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN A TRAVÉS DEL INTERIOR DE TUBERÍAS Y ESPACIOS ANULARES

Considerando una sección de tubería o espacio anular, de sección transversal constante, fluido incompresible y flujo isotérmico, se tiene:

$$\frac{V}{g_c} dV = 0$$

$$\frac{g}{g_c} dZ = 0$$

por lo que la ecuación de balance de energía mecánica (ecuación 11.4) se reduce a:

$$\Delta P = \Delta P_f$$

La expresión anterior indica que la caída de presión en una sección interior o anular es únicamente debida a la fricción, basados en las siguientes suposiciones:

- La sarta de perforación está colocada concéntricamente dentro del agujero o de la tubería de revestimiento.
- No existe rotación de la sarta de perforación.
- Las secciones de agujero descubiertas son circulares y de diámetro conocido.
- El fluido de perforación es incompresible.
- El flujo es isotérmico.

En realidad, ninguna de las suposiciones anteriores es totalmente válida, además de que los modelos reológicos del fluido no toman en cuenta la naturaleza tixotrópica del mismo. Sin embargo en la práctica se ha demostrado que las suposiciones realizadas no afectan en gran medida los resultados.

El procedimiento de cálculo de las caídas de presión por fricción se efectúa mediante la determinación de los parámetros reológicos del modelo, que mejor caracteriza el comportamiento del fluido, determinar la velocidad media del flujo y el régimen de flujo, a fin de poder determinar la caída de presión por fricción ya sea en régimen de flujo laminar, transicional o turbulento.

Las ecuaciones requeridas para el cálculo de las caídas de presión por fricción, de acuerdo con el modelo reológico del fluido, se encuentran disponibles en el Anexo "Hidráulica Práctica (Formulario de Hidráulica de Perforación)".

4.2 DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN A TRAVÉS DE LAS CONEXIONES SUPERFICIALES

Debido a que los equipos de perforación rara vez están equipados con las el mismo equipo superficial (conexiones superficiales), estas caídas de presión son variables.

Las conexiones superficiales consideradas en el análisis de las caídas de presión son la tubería de pie (stand pipe), la manguera, el tubo lavador de la unión giratoria (swivel), el cuello de ganso y la flecha.

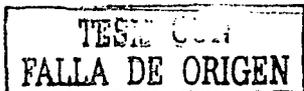
La estimación analítica de las caídas de presión en las conexiones superficiales es compleja por los cambios de dirección del flujo y geometría de sus componentes.

Una forma para la determinación de las caídas de presión sería medirlas, circulando el lodo de perforación, solamente a través de las conexiones superficiales, a diferentes gastos. Sin embargo, ésta no es una práctica recomendable.

Generalmente, para las aplicaciones prácticas de campo, las caídas de presión por fricción en las conexiones superficiales se determinan considerando una longitud equivalente de tubería de perforación, de acuerdo con cualquiera de las cuatro combinaciones de equipo superficial mostradas en la Tabla III.

| TABLA III CONEXIONES SUPERFICIALES | | | | | | | | |
|--|------------------|------------|--|----------|------------|----------|------------|----------|
| COMPONENTES DE LAS CONEXIONES SUPERFICIALES | | | COMBINACIONES TÍPICAS (CASOS) | | | | | |
| | | | CASO 2 | | CASO 3 | | CASO 4 | |
| | | | Di (pg) | L (m) | Di (pg) | L (m) | Di (pg) | L (m) |
| TUBERÍA DE PIE | | | 3.50 | 12.2 | 4.00 | 13.7 | 4.00 | 13.7 |
| MANGUERA | | | 2.50 | 16.8 | 3.00 | 16.8 | 3.00 | 16.8 |
| TUBO LAVADOR DE LA UNIÓN GIRATORIA Y CUELLO DE GANSO | | | 2.50 | 1.5 | 2.50 | 1.5 | 3.00 | 1.8 |
| FLECHA | | | 3.25 | 12.2 | 3.25 | 12.2 | 4.00 | 12.2 |
| TUBERÍA DE PERFORACIÓN | | | LONGITUD EQUIVALENTE DE LAS CONEXIONES SUPERFICIALES, EN METROS DE TUBERÍA DE PERFORACION | | | | | |
| De (pg) | PESO (lb/ple) | Di (pg) | | | | | | |
| 3.50 | 13.30 | 2.764 | 49.10 | --- | --- | | | |
| 4.50 | 16.60 | 3.826 | 232.00 | 146.00 | 103.70 | | | |
| 5.50 | 19.50 | 4.276 | --- | 248.80 | 176.50 | | | |

Por lo tanto, para determinar las caídas de presión a través de las conexiones superficiales de un equipo, se selecciona el caso de conexiones, de acuerdo con las dimensiones de las conexiones superficiales, y de la tabla anterior se determina la longitud equivalente de tubería de perforación y su diámetro interior.



Por ejemplo, suponga que el equipo de perforación está dotado de conexiones superficiales del tipo CASO 4, entonces se tiene:

- Longitud equivalente: 103.7 metros de TP de 3.826 pg de diámetro interior

o bien:

- Longitud equivalente: 176.5 metros de TP de 4.276 pg de diámetro interior

Una vez determinada tanto la longitud equivalente de tubería de perforación como el diámetro interior, la caída de presión por fricción se determina en forma similar a las caídas de presión a través del interior de tuberías (Sección 4.1).

4.3 DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN A TRAVÉS DE LAS TOBERAS DE LA BARRENA

La caída de presión por fricción a través de las toberas de la barrena, comúnmente referida como caída de presión en la barrena, está basada principalmente en el cambio de la energía cinética de un fluido fluyendo a través de una restricción corta, como una tobera y las siguientes suposiciones:

Basados en las siguientes suposiciones:

- El fluido es incompresible
- Flujo isotérmico
- El cambio en la presión debido a un cambio de elevación es despreciable ($g/g_c dZ = 0$).
- La velocidad a la entrada de las toberas es despreciable con respecto a la velocidad a la salida (V_n)
- Las pérdidas de presión por fricción a través de las toberas son despreciables ($dP_f/p = 0$).

Un balance de energía (ecuación II.4), resulta:

$$\Delta P = \Delta P_b = \frac{\rho}{2g_c} (V_1^2 - V_2^2) = \frac{\rho V_n^2}{2g_c}$$

y despejando la velocidad en las toberas, se tiene:

$$V_n = \left(\frac{2g_c \Delta P_b}{\rho} \right)^{1/2}$$

Sin embargo, para una la caída de presión a través de las toberas de la barrena la velocidad del fluido, determinada con la expresión anterior, nunca es obtenida. Esto se debe a la inevitable pérdida de energía mecánica causada por la fricción.

Para compensar por esta diferencia entre los valores de velocidad calculados y medidos se introduce un factor de corrección, denominado coeficiente de descarga (Cd); de tal manera que la expresión anterior resulta:

$$V_n = C_d \left(\frac{2 g_c \Delta P_b}{\rho} \right)^{1/2}$$

Por otro lado, la velocidad del flujo a través de las toberas de la barrena se puede expresar mediante:

$$V_n = \frac{Q}{A_t}$$

Combinando esta expresión con la anterior y resolviendo para la caída de presión resulta:

$$\Delta P_b = \frac{\rho Q^2}{2 g_c A_t^2 C_d^2} \quad (II.10)$$

Eckel y Bielstein mostraron que un valor del coeficiente de descarga igual a 0.95 produce resultados satisfactorios, por lo que introduciendo este valor en la ecuación II.10 y expresándola en unidades prácticas de campo, se tiene:

$$\Delta P_b = \frac{\rho Q^2}{18511.7 A_t^2} \quad (II.11)$$

donde:

- ρ = Densidad del fluido de perforación, gr/cm³
- Q = Gasto volumétrico de flujo, gpm
- A_t = Area total de flujo (área de toberas), pg²
- ΔP_b = Caída de presión a través de la barrena, kg/cm²

Debido a que en la derivación de la expresión II.10 los efectos viscosos (fricción) del fluido se consideran despreciables, la expresión II.11 es aplicable a cualquier tipo de fluido incompresible fluyendo a través de las toberas de la barrena, lo que la convierte en una ecuación muy precisa.

Por otro lado, las barrenas tienen más de una tobera, cuyo diámetro se expresa generalmente en 1/32 de pulgada; por lo que el área total de flujo se expresa como:

$$At = \frac{\pi}{4096} (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + \dots) \quad (II.12)$$

donde:

d_1, d_2, d_3 = Diámetro de las toberas, 1/32 pg

5. DETERMINACIÓN EN EL CAMPO DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN

La determinación analítica de las caídas de presión por fricción en el sistema circulatorio del pozo (Sección 4), proporciona resultados, si no exactos, sí bastante cercanos a los valores reales medidos en el equipo de perforación.

Los valores determinados son aplicables en la mayoría de los casos, pese a las suposiciones involucradas. Sin embargo, en ciertas situaciones, tales como brotes, optimización de la hidráulica, etc., es necesario determinar las caídas de presión por fricción a varios gastos de flujo en una forma más exacta.

Es posible medir directamente en el equipo de perforación la caída de presión por fricción en el sistema a varios gastos de circulación, obteniendo de esta manera valores reales de las pérdidas de presión a través del sistema hidráulico del pozo.

El procedimiento básicamente consiste en circular el fluido de perforación a diferentes gastos de circulación (mínimo dos diferentes gastos) y medir la presión de bombeo superficial necesaria para vencer las pérdidas por fricción. Esto deberá realizarse colocando la barrena o extremo de la sarta de perforación a la profundidad de interés.

Si se consideran las pérdidas de presión por fricción a través del sistema circulatorio excluyendo la barrena como ΔP_p , es decir:

$$\Delta P_p = \Delta P_{PCS} + \Delta P_{TP} + \Delta P_{LB} + \Delta P_{TPa} + \Delta P_{LbA} \quad (II.13)$$

Donde ΔP_p es denominada como la caída de presión parásita (caída de presión en el sistema excluyendo a la barrena), debido a que ésta representa la presión necesaria para circular el fluido de perforación, la cual no produce beneficio alguno. Es decir, es una presión que es necesario gastar si se desea circular el lodo a través del pozo.

Por lo tanto, la presión superficial de bombeo definida por la expresión II.9 se reduce a:

$$P_s = \Delta P_p + \Delta P_b \quad (II.14a)$$

De la expresión II.14a, la caída de presión a través de las toberas de la barrena, ΔP_b , puede ser determinada con exactitud mediante La expresión II.11; en tanto que la presión superficial de

bombeo, P_s , es directamente medida en el manómetro de la tubería de pie. De aquí, es posible despejar la caída de presión parásita; es decir:

$$\Delta P_p = P_s - \Delta P_b \quad (II.14b)$$

Como se mencionó anteriormente (sección 3.1 y 3.2), las pérdidas de presión por fricción dependen de las dimensiones del conducto a través del cual se circula el fluido, las características reológicas y físicas del fluido, el gasto de flujo y el régimen de flujo.

En régimen laminar (sección 3.1), la caída de presión por fricción es una función lineal de la velocidad de flujo o del gasto de circulación (ecuación II.6):

$$\Delta P = f(V) = f(Q)$$

En tanto que en régimen de transición o turbulento (sección 3.2), la pérdida por fricción es una función de la velocidad de flujo o del gasto al cuadrado (ecuación II.7):

$$\Delta P = f(V^2) = f(Q^2)$$

Dependiendo principalmente de las características del fluido y del gasto de circulación, a través del sistema circulatorio del pozo se pueden presentar varios regímenes de flujo (turbulento y/o transicional en el interior de la sarta de perforación y laminar y/o transicional en el espacio anular), por lo que las pérdidas de presión parásitas se pueden representar mediante:

$$\Delta P_p = K Q^m \quad (II.15)$$

donde:

K = Constante denominada caída de presión por fricción por gasto unitario, la cual depende de las características del fluido y de la geometría del pozo, $\text{kg/cm}^2/\text{gpm}$

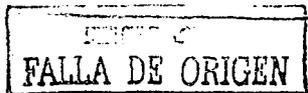
m = Constante que depende principalmente del régimen de flujo y de las características del fluido, adim.

Scott demostró que el valor de la constante m varía entre un valor tan bajo como 1.12 y tan alto como 1.96. Como una aproximación, el valor de m puede ser considerado igual a 1.86.

De aquí, es posible afirmar que expresión II.15 expresa la caída de presión parásita a través del sistema circulatorio del pozo, excluyendo la barrena, como una función del gasto de circulación.

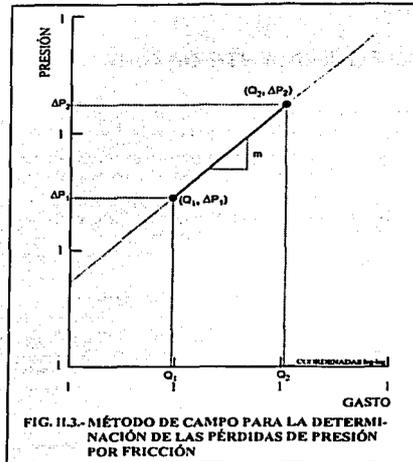
5.1 DETERMINACIÓN DE LOS VALORES DE m Y K

Los valores de las constantes m y K pueden ser determinados directamente en equipo de perforación, circulando el fluido a varios gastos y midiendo la presión superficial de bombeo (presión registrada en el manómetro de la tubería de pie).



Mediante la aplicación de la expresión II.11, se determina la caída de presión a través de la barrena a cada uno de los gastos y de aquí la caída de presión parásita en el sistema (ecuación II.14b).

Una vez determinadas las caídas de presión parásitas a cada uno de los gastos de flujo, el valor de las constantes m y K se pueden determinar mediante una gráfica logarítmica de ΔP_p contra Q , como se muestra en la Figura II.3.



La expresión II.15 representa una línea recta cuando se grafica en coordenadas logarítmicas la presión contra el gasto, es decir:

$$\log(\Delta P_p) = \log(K) + m \log(Q)$$

Donde m representa la pendiente de la recta y K es el valor de la ordenada al origen.

En caso de que se cuente con más de dos valores de presión superficial de bombeo contra gasto, un ajuste lineal por mínimos cuadrados proporcionará una mejor determinación de las constantes m y K .

En el caso de que solo se cuente con dos valores, entonces:

$$m = \frac{\log\left(\frac{\Delta P_{p1}}{\Delta P_{p2}}\right)}{\log\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)} \quad (II.16)$$

y

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$K = \frac{\Delta P_{P1}}{Q_1^m} = \frac{\Delta P_{P2}}{Q_2^m} \quad (11.17)$$

Es conveniente aclarar que el procedimiento descrito en esta sección es un método de campo para la determinación de la relación entre las caídas de presión por fricción a través del sistema hidráulico del pozo y el gasto de flujo; el cual ha sido erróneamente denominado optimización de la hidráulica por el método de campo.

6. DENSIDAD EQUIVALENTE DE CIRCULACIÓN

Uno de los aspectos más importantes en el cálculo de las caídas de presión por fricción es la determinación de la presión total ejercida en el fondo del pozo.

La presión total en el fondo del pozo se origina por el efecto combinado de la presión hidrostática ejercida por la columna de lodo y la presión ejercida por la circulación.

La presión total ejercida en cualquier punto del pozo, cuando se está circulando un fluido, es igual a la suma de la presión hidrostática en ese punto más las pérdidas de presión por fricción desde ese punto hasta el final del circuito hidráulico (Figura 11.4).

Así, en el fondo del pozo se tiene:

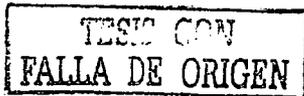
$$P_{\text{fondo}} = P_h + \Delta P_{\text{anular}} \quad (11.18)$$

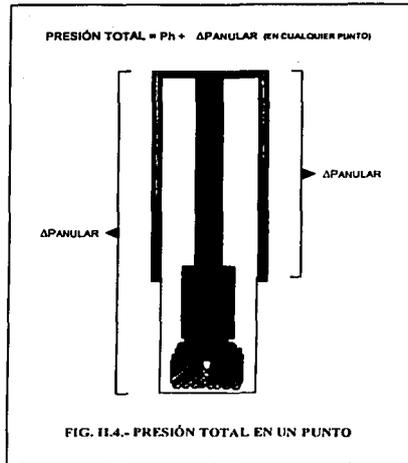
Es común expresar la presión total en cualquier punto del sistema (fondo del pozo, zapata, etc.) en términos de una densidad de lodo equivalente, denominada densidad equivalente de circulación. Por lo tanto, de la expresión 11.18, la densidad equivalente de circulación se define como:

$$\rho_{\text{ec}} = \rho + \frac{10 \Delta P_{\text{anular}}}{L} \quad (11.19)$$

donde:

- ρ_{ec} : Densidad equivalente de circulación, gr/cm^3
- ρ : Densidad del lodo de perforación, gr/cm^3
- ΔP_{anular} : Caída de presión en el espacio anular desde un punto hasta la superficie, kg/cm^2
- L : Profundidad total, (m)





7. NOMENCLATURA

- d_1 : Diámetro de la tobera 1, (1/32 pg)
- d_2 : Diámetro de la tobera 2, (1/32 pg)
- d_3 : Diámetro de la tobera 3, (1/32 pg)
- ΔP : Caída de presión por fricción en cualquier sección del sistema hidráulico del pozo, (kg/cm²)
- ΔPa : Caída de presión por fricción anular, (kg/cm²)
- ΔPb : Caída de presión por fricción a través de las toberas de la barrena, (kg/cm²)
- K : Constante que depende de la geometría del pozo y las características del pozo, (kg/cm²/gpm)
- L : Profundidad total, (m)
- m : constante que depende del régimen de flujo, (adim)
- Q : Gasto de flujo, (gal/min)
- V : Velocidad del flujo, (pies/min)

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

CAPÍTULO III

OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA

1. INTRODUCCIÓN

El empleo óptimo del cabalaje hidráulico (potencia hidráulica) de la bomba de lodos es uno de los aspectos de mayor importancia en las operaciones de perforación, especialmente en lo que a la optimización de ésta se refiere.

Por este motivo, es necesario contar con el conocimiento cabal del equipo hidráulico superficial y sus componentes; así como de la evaluación analítica de la energía hidráulica disponible; asociándose generalmente el término potencia hidráulica con el empleo en el campo de las barrenas de toberas.

La principal función de las toberas de la barrena es la de mejorar la acción de limpieza del fluido de perforación en el fondo del pozo, incrementando de esta manera la velocidad de perforación, mediante la remoción "casi inmediata" de los detritos generados y permitir que los dientes de la barrena incidan sobre formación virgen.

Antes de la introducción y empleo de las barrenas de toberas en el campo, la limpieza de los recortes del fondo del pozo era ineficiente y gran parte de la vida de la barrena se consumía remoliendo los recortes; lo cual a su vez generaba problemas en la perforación del pozo.

Por lo tanto, la aplicación de un nivel adecuado de la energía hidráulica disponible en el fondo del pozo, producirá un incremento sustancial en la velocidad de penetración; ya que si se logra obtener una "limpieza perfecta" en el fondo del pozo, los recortes serán removidos con la misma rapidez con que se generan.

De aquí la gran importancia que tiene la determinación del tamaño apropiado de las toberas, la cual es una función de la energía disponible en la barrena y por lo tanto de las caídas de presión por fricción.

De lo antes expuesto es posible establecer que el principal objetivo de la optimización de la hidráulica de perforación es el de maximizar una función objetivo que permita obtener una limpieza eficiente del fondo del pozo y de la barrena y no la de hacer agujero, aun cuando en formaciones muy suaves el chorro del lodo puede por sí solo ayudar a "hacer agujero".

Es decir, en lo que hacer agujero se refiere, la hidráulica de perforación se emplea únicamente para lograr una limpieza eficiente del fondo del pozo.

2. HIDRÁULICA OPTIMA

La hidráulica de perforación óptima se define como el balance apropiado entre los elementos de la hidráulica con el fin de obtener una limpieza adecuada del fondo del agujero y de la barrena, empleando la potencia hidráulica disponible tan eficientemente como sea posible.

En la optimización de la hidráulica de perforación, los elementos considerados en el análisis son:

GASTO DE FLUJO: Determina la velocidad anular del fluido y las caídas de presión por fricción en el sistema circulatorio del pozo.

PRESIÓN DE BOMBEO: Determina la velocidad del fluido en las toberas de la barrena.



RELACIÓN GASTO-PRESIÓN DE BOMBEO: Determina la potencia hidráulica disponible en la barrena.

FLUIDO DE PERFORACION: Determina las pérdidas de presión por fricción en el sistema y la velocidad de acarreo de los recortes.

A la fecha, la verdadera optimización de la hidráulica de perforación no ha sido completamente definida. Esto se debe a que no se han desarrollado modelos que permitan una mejor definición del efecto de la hidráulica sobre:

- a). La velocidad de penetración
- b). Los costos de operación
- c). El desgaste de la barrena
- d). Los problemas potenciales del agujero (erosión, etc.)
- e). La capacidad de acarreo de los recortes

Por otro lado, aún en la actualidad existe desacuerdo en el sentido de cual o cuales de los parámetros deberán de ser empleados para indicar el nivel adecuado de limpieza hidráulica.

Sin embargo, actualmente los parámetros o criterios de diseño hidráulico más comúnmente empleados incluyen:

- a). La máxima potencia (caballaje) hidráulica en la barrena
- b). La máxima fuerza de impacto hidráulico
- c). La máxima velocidad del fluido en las toberas de la barrena

Recientemente, aun cuando no muy bien definido, la velocidad del flujo cruzado (cross-flow) en el fondo del pozo ha sido definida como un criterio alternativo de diseño hidráulico. Investigaciones recientes han demostrado que la maximización de este parámetro permite una mejor limpieza del fondo del pozo. Sin embargo a la fecha no ha sido posible la definición completa de este parámetro.

Así, la práctica común en el diseño de un programa hidráulico optimizado consiste en la determinación apropiada de los gastos de flujo y tamaño de toberas de la barrena, para un pozo y fluido determinado, que como resultado permitan que alguno de los criterios de optimización sea máximo.

La decisión con respecto a como definir el balance apropiado entre los elementos de la hidráulica hace de ésta una de las fases más difíciles de la optimización de la perforación. No obstante, el balance entre los elementos de la hidráulica puede ser representado por la Figura III.1.

3. CRITERIOS DE OPTIMIZACIÓN

La práctica de campo ha demostrado que la velocidad de perforación se incrementa conforme la energía hidráulica disponible en el fondo del pozo se incrementa; aumentando así la efectividad del empleo de las barrenas de chorro.

Sin embargo, una vez que se alcanza un nivel de limpieza "perfecta", cualquier aumento de la energía hidráulica en la barrena ya no trae consigo un aumento en la velocidad de penetración.

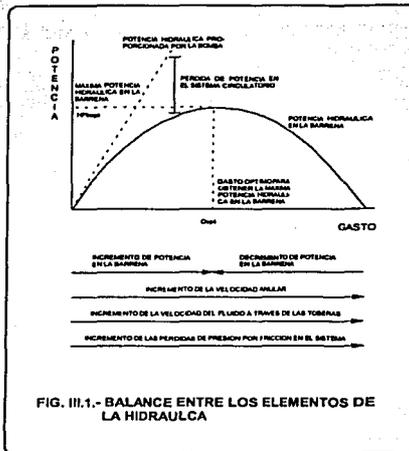


FIG. III.1.- BALANCE ENTRE LOS ELEMENTOS DE LA HIDRAULCA

3.1. MÁXIMA POTENCIA HIDRÁULICA

Potencia define como la capacidad de realizar un trabajo por unidad de tiempo, por lo que la potencia hidráulica que el fluido desarrolla al moverse a través del sistema circulatorio está definida por la relación gasto-presión.

POTENCIA HIDRÁULICA SUPERFICIAL DISPONIBLE

La potencia hidráulica superficial disponible de la bomba está definida por la siguiente relación:

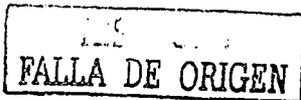
$$HPs = \frac{Ps Q}{120.7 Ev} \quad (III.1)$$

POTENCIA HIDRÁULICA EN LA BARRENA

La potencia hidráulica en la barrena se expresa mediante:

$$HPb = \frac{\Delta Pb Q}{120.7} \quad (III.2)$$

La potencia hidráulica (cabalaje) desarrollada por la bomba se utiliza en parte para vencer la resistencia ofrecida por el sistema circulatorio (pérdidas de presión por fricción parásitas), mientras que el resto disponible se destina a la barrena.



Si se deseara incrementar la potencia superficial a fin de utilizar la máxima potencia de la bomba, sería necesario aumentar el gasto de circulación, manteniendo la presión de la bomba constante e igual a la presión superficial máxima. Esto traería como consecuencia un incremento en las pérdidas por fricción a través del sistema circulatorio, debido al incremento en el gasto de flujo.

Por lo tanto, gran parte de la potencia superficial desarrollada por la bomba sería destinada a vencer principalmente la resistencia a la circulación del fluido, a costa del caballaje en la barrena.

Lo anterior significa que el parámetro que se requiere maximizar es la potencia hidráulica en la barrena y no la potencia superficial.

3.2. MÁXIMO IMPACTO HIDRÁULICO

La fuerza de impacto hidráulico se define como la rapidez en el cambio de momento del fluido con respecto al tiempo; es decir, es la fuerza impartida a la formación por el fluido saliendo de las toberas de la barrena e incidiendo sobre el fondo del pozo.

La teoría del impacto hidráulico considera que la remoción de los recortes depende de la fuerza con la cual el fluido golpea el fondo del pozo.

La fuerza del impacto hidráulico es proporcional al gasto de flujo y a la raíz cuadrada de la caída de presión en la barrena, definida mediante:

$$F_b = \left(\frac{\rho \Delta P_b Q^2}{28.27} \right)^{1/2} \quad (III.3)$$

Trabajos experimentales reportados en la literatura han determinado que la velocidad de perforación se incrementa con el incremento en la fuerza de impacto hidráulico. Experimentos más recientes han mostrado que maximizando el impacto hidráulico se maximiza la velocidad del flujo a través del fondo del pozo (cross-flow), obteniéndose así una mayor velocidad de penetración. Por lo tanto, a fin de obtener una mejor limpieza en el fondo del pozo, es necesario maximizar la fuerza de impacto hidráulico en la barrena.

3.3. MÁXIMA VELOCIDAD EN LAS TOBERAS

Estudios realizados con las primeras barrenas de toberas mostraron que la velocidad de penetración se mejoraba notablemente conforme la velocidad del fluido a través de las toberas se incrementa.

Antes de la introducción de las barrenas de toberas, las bombas se operaban generalmente al gasto correspondiente a la mínima velocidad anular requerida para levantar los recortes. En cierto punto, esta práctica actualmente continúa siendo válida.

La velocidad del fluido a través de las toberas es proporcional a la raíz cuadrada de la caída de presión en la barrena e inversamente proporcional a la densidad del fluido. De tal manera que ésta puede ser expresada como:

$$V_n = \left(\frac{1902.81 \Delta P_b}{\rho} \right)^{1/2} \quad (III.4)$$

La optimización consiste en seleccionar el tamaño de las toberas de la barrena de tal manera que la presión superficial a un gasto mínimo indispensable para levantar los recortes sea la máxima presión superficial disponible.

Por lo tanto, la velocidad del fluido a través de las toberas de la barrena es máxima cuando la caída de presión en la barrena es máxima y la caída de presión en la barrena es máxima cuando la caída de presión por fricción en el sistema es mínima y la presión superficial es máxima.

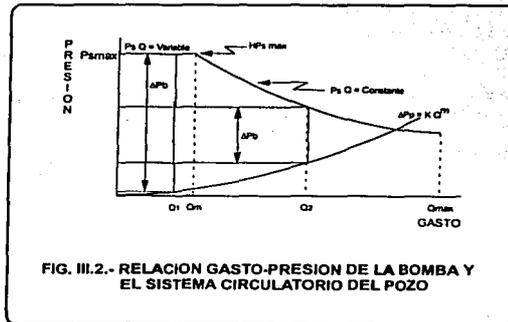
A su vez, la caída de presión por fricción en el sistema es mínima, cuando el gasto de circulación es mínimo. Por lo que la velocidad del lodo en las toberas es máxima cuando el gasto es mínimo y la presión superficial es máxima.

4. EL PROBLEMA Y SU SOLUCIÓN TEORICA

El empleo en el campo de las barrenas de toberas está sujeto a las siguientes limitaciones de la hidráulica:

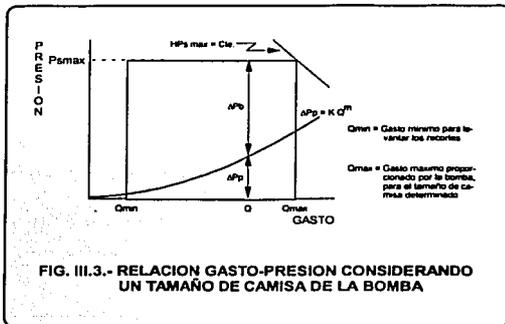
- a). La máxima presión superficial de la bomba ($P_{s,max}$)
- b). El máximo gasto que puede aportar la bomba a la máxima presión, de tal manera que se obtenga la máxima potencia hidráulica de la bomba, ($Q_{max} @ P_{s,max}$)
- c). El gasto máximo de la bomba, empleando la camisa de mayor diámetro (Q_{max})
- d). La máxima potencia hidráulica superficial que puede aportar la bomba ($HP_{s,max}$)
- e). La presión superficial de la bomba a cualquier gasto (P_s)
- f). La potencia hidráulica superficial de la bomba a cualquier gasto (HP_s)
- g). El gasto mínimo para lograr una remoción adecuada de los recortes generados por la barrena (Q_{min})
- h). A cualquier profundidad, la variación de las caídas de presión por fricción en el sistema circulatorio del pozo, excluyendo la barrena, con respecto al gasto de circulación ($\Delta P_p @ Q$).

Estas limitaciones pueden ser representadas en la Figura III.2 en una gráfica de presión contra gasto.



Desde el punto de vista práctico, normalmente en el campo se selecciona un tamaño de camisa de la bomba apropiado para la perforación total del pozo, en lugar de reducir periódicamente los tamaños de las camisas conforme la profundidad se incrementa.

Por lo tanto las limitaciones de la hidráulica, de acuerdo con la Figura III.3, se reducen a:



- a). La máxima presión de la bomba ($P_{s,max}$)
- b). El gasto máximo de la bomba (Q_{max})

Ambos parámetros ($P_{s,max}$ y Q_{max}) relacionados por:

$$HP_s = \frac{P_s Q}{120.7 Ev} \quad (III.5)$$

- c). El gasto mínimo necesario para levantar los recortes (Q_{min}); el cual depende de las condiciones del agujero y de las características del fluido de perforación.

En caso de contar con un valor de la velocidad anular mínima requerida, el gasto mínimo puede ser determinado mediante:

$$Q_{min} = \frac{V_{amin} (D_a^2 - D_{TP}^2)}{24.51} \quad (III.6)$$

o bien, en una forma aproximada, mediante la relación empírica propuesta por Fullerton:

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

$$Q_{\min} = \frac{57.54 (D_a - D_{TP})}{\rho D_a} \quad (\text{III.7})$$

- d). A la profundidad deseada, la relación entre las pérdidas de presión parásitas y el gasto ($\Delta P_p @ Q$).

Esta relación está expresada mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_p = K Q^m \quad (\text{III.8})$$

- e) La relación entre la presión parásita óptima y la presión superficial máxima, de acuerdo con el criterio de optimización seleccionado ($\Delta P_{popt}/P_{smax}$).

MÁXIMA POTENCIA HIDRÁULICA

$$\Delta P_{popt} = \left(\frac{1}{m+1} \right) P_{smax} \quad (\text{III.9})$$

$$\Delta P_{bopt} = \left(\frac{m}{m+1} \right) P_{smax} = P_{smax} - \Delta P_{popt} \quad (\text{III.10})$$

MÁXIMA FUERZA DE IMPACTO HIDRÁULICO

$$\Delta P_{popt} = \left(\frac{2}{m+2} \right) P_{smax} \quad (\text{III.11})$$

$$\Delta P_{bopt} = \left(\frac{m}{m+2} \right) P_{smax} = P_{smax} - \Delta P_{popt} \quad (\text{III.12})$$



MÁXIMA VELOCIDAD EN LAS TOBERAS

$$\Delta P_{popt} = \Delta P_p @ Q_{min} \quad (III.13)$$

$$\Delta P_{bopt} = P_{s_{max}} - \Delta P_{popt} \quad (III.4)$$

$$Q_{opt} = Q_{min} \quad (III.5)$$

5. PROCEDIMIENTO PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRAULICA

El objetivo de la optimización de la hidráulica de perforación es la obtención de una limpieza adecuada del fondo del pozo y de la barrena, mediante el balance apropiado de los elementos de la hidráulica.

Por lo que se puede establecer, considerando las limitaciones de la hidráulica en el campo, que dicha optimización consiste en la selección del tamaño adecuado de las toberas de la barrena y del gasto de circulación óptimo, que permitan maximizar una función objetivo.

5.2. MÉTODO ANALÍTICO

El método analítico consiste de una secuencia de cálculo para la determinación de la hidráulica de perforación optimizada, como se muestra a continuación:

- a). Determinar la presión y gasto máximo de la bomba.
- b). Determinar el gasto de circulación mínimo para levantar los recortes.
- c). A la profundidad deseada determinar un valor de presión parásita (ΔP_p) a un gasto de flujo (Q).
- d). Determinar el valor de la constante m
 - d.1). Si se cuenta con dos datos de presión superficial contra gastos (P_s vs Q):

$$m = \frac{\log\left(\frac{\Delta P_{p1}}{\Delta P_{p2}}\right)}{\log\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)} \quad (III.16)$$

con ΔP_p expresada como:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$\Delta P_p = P_{s_{max}} - \Delta P_b @ Q \quad (III.17)$$

y ΔP_b definida por:

$$\Delta P_b = \frac{\rho Q^2}{18511.7 A t^2} \quad (III.18)$$

$$A t = \frac{\pi}{4096} (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2) \quad (III.19)$$

d.2). Si no se cuenta con valores de P_s contra Q , emplear un valor de m teórico:

$$m = 1.86 \quad (III.20)$$

- e). Determinar las pérdidas de presión óptima en el sistema, de acuerdo con el criterio de optimización.
- En caso de que el criterio de optimización seleccionado sea la máxima velocidad en las toberas, determinar el gasto óptimo ($Q_{opt} = Q_{min}$) y continuar en el paso h.
- f). Determinar el gasto de circulación óptimo

$$Q_{opt} = Q \left(\frac{\Delta P_{p_{opt}}}{\Delta P_p} \right)^{1/m} \quad (III.21)$$

- g). Corregir el gasto óptimo, si es necesario.

Si $Q_{opt} \gg Q_{max}$, entonces:

$$Q_{opt} = Q_{max} \quad (III.22)$$

Si $Q_{opt} \ll Q_{min}$, entonces:

$$Q_{opt} = Q_{min} \quad (III.23)$$

- h). Si se cumple cualquiera de las dos restricciones del paso g (anterior), o si el criterio seleccionado fue el de máxima velocidad en las toberas, determinar la caída de presión por circulación óptima. En caso contrario continúe en el paso i.

$$\Delta P p_{opt} = \Delta P p \left(\frac{Q_{opt}}{Q} \right)^m \quad (III.24)$$

- i). Determinar la presión disponible para utilizarla en la barrena

$$\Delta P b_{opt} = P s_{max} - \Delta P p_{opt} \quad (III.25)$$

- j). Determinar el tamaño adecuado de las toberas de tal manera que se consuma la presión disponible en la barrena

- j.1.). Obtener el área de flujo

$$A_t = \left(\frac{\rho Q^2}{18511.7 \Delta P b_{opt}} \right)^{1/2} \quad (III.26)$$

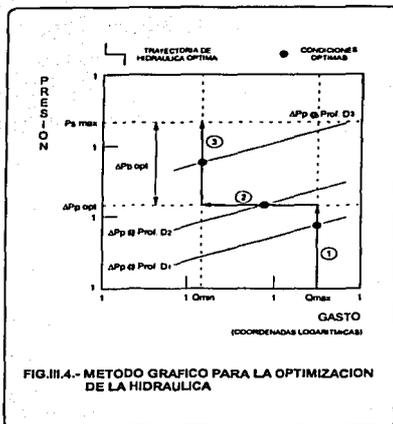
- j.2). Determinar la combinación de toberas que proporcione una área de flujo igual o mayor que la requerida

Para mayor facilidad en las Tablas 3.1 y 3.2 se presentan las combinaciones de toberas contra el área de flujo para varias combinaciones de toberas.

- k). Para la combinación de toberas y área de flujo seleccionadas, determinar la caída de presión real en la barrena (Ecuación III.18), la presión superficial requerida de la bomba (Ecuación III.25), la potencia hidráulica requerida de la bomba (Ecuación III.5), la potencia hidráulica empleada en la barrena (Ecuación III.6), la fuerza de impacto hidráulico la barrena (Ecuación III.7) y la velocidad del fluido a través de las toberas de la barrena (Ecuación III.7).

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5.2. MÉTODO GRÁFICO



La determinación de las toberas de la barrena y del gasto de flujo, para la optimización de la hidráulica, puede ser fácilmente realizada empleando el método gráfico (gráfica log-log de Q vs P), como se ilustra en la Figura III.4.

- Determinar la presión y gasto máximo de la bomba, gasto de circulación mínimo, a la profundidad deseada determinar un valor de presión parásita (ΔP_p) a un gasto de flujo (Q) y el valor de la constante m (mismos pasos desde el inciso a hasta el inciso d del método analítico)
- En una gráfica logarítmica de gastos contra presión, graficar las siguientes líneas:
 - Presión máxima de la bomba
 - Gasto máximo de la bomba
 - Gasto de circulación mínimo
- Graficar la caída de presión por fricción en el sistema excluyendo la barrena (ΔP_p) a un gasto (Q) y trazar una recta de pendiente m a través de este punto.

Si se cuenta con dos datos de PS contra Q , determinar primero los valores ΔP_p a cada gasto Q , graficar los dos puntos y trazar una recta a través de ellos.

La recta trazada a través de este o estos puntos representa la relación $\Delta P_p = K Q^m$.

- d). Determinar las pérdidas de presión en el sistema, de acuerdo con el criterio de optimización.
- En caso de que el criterio de optimización seleccionado sea la máxima velocidad en las toberas, determinar el gasto óptimo ($Q_{opt} = Q_{min}$) y continuar en el paso g.
- e). Determinar el gasto de circulación óptimo en el punto donde ocurre la intersección entre la recta $\Delta P_p = K Q^m$ y la recta de pérdida de presión por circulación óptima $\Delta P_{p,opt}$.
- f). Si el gasto óptimo es menor que el gasto mínimo o mayor que el gasto máximo, corregir el gasto óptimo:

Si $Q_{opt} >> Q_{max}$, entonces:

$$Q_{opt} = Q_{max} \quad (III.27)$$

Si $Q_{opt} \ll Q_{min}$, entonces:

$$Q_{opt} = Q_{min} \quad (III.28)$$

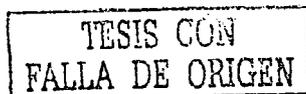
- g). Si se cumple cualquiera de las dos restricciones del paso f (anterior), o si el criterio seleccionado fue el de máxima velocidad en las toberas, determinar la caída de presión por circulación óptima en la intersección del gasto óptimo con las líneas de gasto máximo (Q_{max}) o gasto mínimo (Q_{min}), ver Figura III.4
- h). Determinar la presión disponible en la barrena ($\Delta P_{b,opt}$).
- i). Determinar el tamaño adecuado de las toberas de tal manera que se consuma la presión disponible en la barrena
- j). Para la combinación de toberas y área de flujo seleccionadas, determinar la caída de presión real en la barrena (Ecuación 16), la presión superficial requerida de la bomba (Ecuación 22), la potencia hidráulica requerida de la bomba (Ecuación 1), la potencia hidráulica empleada en la barrena (Ecuación 2), la fuerza de impacto hidráulico la barrena (Ecuación 3) y la velocidad del fluido a través de las toberas de la barrena (Ecuación 4).

Como se ilustra en la Figura III.4, las condiciones para la selección apropiada de las condiciones de operación de la bomba y del tamaño de las toberas de la barrena, ocurren en la intersección de las líneas que representan las pérdidas de presión por fricción en el sistema (ΔP_p) y la trayectoria de hidráulica óptima, la cual está representada por los intervalos 1, 2 y 3.

INTERVALO 1:

Definido por la línea de gasto igual a gasto máximo, $Q = Q_{max}$, corresponde a la parte somera del pozo donde la bomba de lodos es operada al máximo gasto de flujo posible y a la máxima presión de bombeo, de acuerdo con el tamaño de la camisa y la potencia de la bomba.

En éste intervalo, a fin de obtener una velocidad anular adecuada para una buena limpieza del agujero, el gasto de flujo deberá de ser el máximo debido a los diámetros grandes de los agujeros superficiales y a las bajas caídas de presión por fricción en el sistema.



INTERVALO 2:

Definido por la caída de presión óptima en el sistema excluyendo a la barrena ($\Delta P_{D_{opt}}$) constante, corresponde a la parte intermedia del pozo donde el gasto de flujo se deberá reducir gradualmente a fin de mantener la relación $\Delta P_{D_{opt}}/P_{s_{max}}$ al valor apropiado para obtener la máxima potencia hidráulica y/o la máxima fuerza de impacto hidráulico en la barrena.

INTERVALO 3:

Definido por la línea de gasto igual a gasto mínimo, $Q = Q_{min}$, corresponde a la parte profunda del agujero donde el gasto de flujo se ha reducido al valor mínimo necesario para levantar los recortes hasta la superficie.

El gasto de circulación deberá mantenerse al mínimo debido a que las profundidades elevadas del agujero y lo pequeño de sus diámetros, consumen una gran parte de la presión superficial disponible de la bomba.



6. NOMENCLATURA

| | | |
|----------------------|---|---|
| A_l | : | Area de las toberas, pg^2 |
| $A_{l_{opt}}$ | : | Area de toberas óptima, pg^2 |
| d | : | Diámetro de toberas, $1/32$ pg |
| D_a | : | Diámetro del agujero, pg |
| D_{TP} | : | Diámetro exterior de la tubería de perforación, pg |
| E_v | : | Eficiencia volumétrica de la bomba, % |
| F_b | : | Fuerza de impacto hidráulico, lbf |
| HP_b | : | Potencia hidráulica en la barrena, HP |
| $HP_{S_{max}}$ | : | Máxima potencia hidráulica superficial, HP |
| K | : | Pérdida de presión por fricción por gasto unitario, $kg/cm^2/gpm$ |
| m | : | Constante que depende de las propiedades del lodo y del régimen de flujo, $adim$ |
| P_s | : | Presión superficial de la bomba, medida en la tubería de pie a un gasto Q , kg/cm^2 |
| $P_{S_{max}}$ | : | Presión superficial máxima, kg/cm^2 |
| Q | : | Gasto de flujo, gpm |
| Q_{max} | : | Gasto máximo de flujo, gpm |
| Q_{min} | : | Gasto mínimo para levantar los recortes, gpm |
| Q_{opt} | : | Gasto de circulación óptimo, gpm |
| $V_{a_{min}}$ | : | Velocidad anular mínima requerida, $pies/min$ |
| V_n | : | Velocidad del fluido a través de las toberas, $pies/seg$ |
| ΔP_b | : | Caída de presión en la barrena, kg/cm^2 |
| $\Delta P_{b_{opt}}$ | : | Caída de presión óptima en la barrena, kg/cm^2 |
| ΔP_p | : | Pérdidas de presión en el sistema, excluyendo la barrena a un gasto Q , kg/cm^2 |
| $\Delta P_{p_{opt}}$ | : | Pérdidas de presión en el sistema óptima, excluyendo la barrena, a un gasto óptimo, kg/cm^2 |
| ρ | : | Densidad del fluido, gr/cm^3 |

CAPITULO IV

CAPACIDAD DE ACARREO DE LOS RECORTES

1. INTRODUCCIÓN

Una función importante del fluido de perforación es el transporte de las partículas generadas por la barrena (recortes) hasta la superficie. Esto es comúnmente referido como la **capacidad de acarreo de los recortes**.

2. VELOCIDAD TERMINAL DE ASENTAMIENTO

Cuando una partícula se asienta en el seno de un fluido; la partícula alcanza una velocidad constante, la cual se define como la **velocidad terminal de asentamiento**.

Cuando la partícula alcanza el equilibrio entre las fuerzas viscosas y las fuerzas gravitacionales, la velocidad de asentamiento es constante y depende de la densidad y viscosidad del líquido, densidad, forma y rugosidad de la partícula y de la forma y área proyectada de la partícula.

Comúnmente, la velocidad de deslizamiento (asentamiento) de una partícula, cuando el fluido está fluyendo, se supone igual a la velocidad terminal de asentamiento de la partícula.

Debido a que el movimiento de los recortes en el espacio anular es complejo, la suposición de que la velocidad terminal de la partícula es la misma que la velocidad de asentamiento es cuestionable.

La capacidad de acarreo de los recortes depende.

- Gasto de flujo (velocidad anular del fluido)
- Propiedades reológicas del fluido.
- Velocidad de asentamiento de la partícula
- Tamaño y geometría de la partícula
- Concentración de las partículas
- Densidad del fluido
- Geometría del espacio anular (inclinación, excentricidad)
- Rotación de la sarta

Una partícula puede caer en régimen laminar, transicional o turbulento

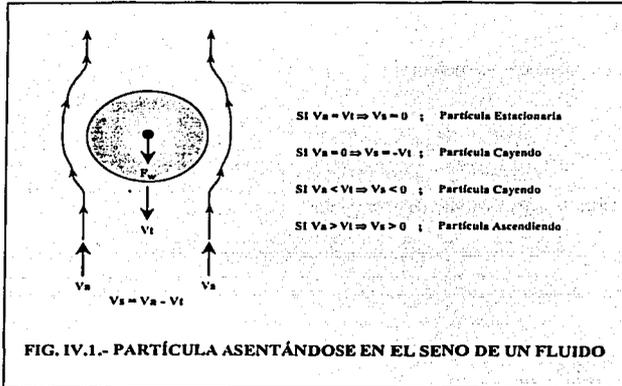
- En régimen laminar la resistencia que se opone a la caída es causada por las fuerzas viscosas del líquido. Las fuerzas de momento son despreciables.
- En el régimen turbulento la única resistencia que retarda la caída de las partículas es causada por las fuerzas de momento del líquido. La viscosidad del fluido no tiene efecto alguno.



- Entre los dos regímenes se encuentra la transición donde ambas, las fuerzas viscosas y de momento retardan la caída de la partícula.

Si el fluido en el espacio anular está fluyendo en régimen turbulento, la partícula caerá en régimen turbulento, en tanto que si el flujo en el espacio anular es laminar, la partícula podrá caer en régimen laminar, transicional o turbulento, dependiendo de la geometría de la partícula y las propiedades viscosas del fluido.

La Figura IV.1 muestra la relación entre la velocidad de asentamiento de una partícula (V_s) con respecto a su velocidad terminal de asentamiento (V_t) y la velocidad del fluido (V_a).



3. FLUIDO NEWTONIANO

Para una partícula cayendo a través de un fluido a su velocidad terminal de asentamiento, la suma de fuerzas verticales, como se indica en la Figura IV.2, actuando sobre la partícula deberá ser cero.

$$-F_w + F_b + F_v = 0 \quad (IV.1)$$

donde:

- F_w : Fuerza debida a la gravedad
- F_b : Fuerza de flotación
- F_v : Fuerza debida al arrastre viscoso del fluido

La fuerza gravitacional de una partícula de arrastres de densidad ρ_p y volumen V_p puede ser expresada por:

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

$$F_w = \rho_p V_p g$$

La fuerza de flotación F_B puede ser expresada en términos del peso del líquido desplazado mediante:

$$F_B = \rho_f V_p g$$

por lo que sumando las fuerzas verticales se obtiene

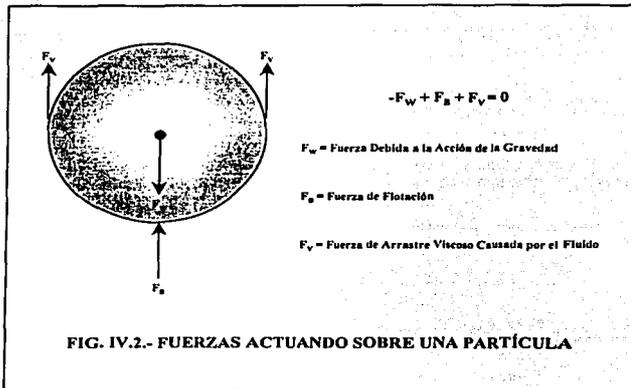
$$F_v = F_B - F_w = (\rho_p - \rho_f) V_p g \quad (IV.2)$$

y para una partícula esférica, el volumen está definido por:

$$V_p = \frac{1}{6} \pi D_p^3$$

por lo tanto, la fuerza viscosa se expresa por:

$$F_v = (\rho_p - \rho_f) g \left(\frac{\pi D_p^3}{6} \right) \quad (IV.3)$$



Por otro lado, Stokes demostró que para un flujo donde el fluido alrededor de la partícula pasa suavemente sin formar turbulencia (régimen laminar), el arrastre viscoso está relacionado a la velocidad de asentamiento de la esfera a través del fluido mediante:

$$F_v = 3 \pi d_p \mu V_s \quad (IV.4)$$

Igualando IV.2 y IV.3, y resolviendo para V_s se tiene:

$$V_s = \frac{d_p^2}{8\mu} (\rho_p - \rho_f) g \quad (IV.5)$$

la cual es conocida como la **LEY DE STOKES**.

La Ley de Stokes puede ser empleada para determinar la velocidad de deslizamiento de una partícula esférica asentándose en un fluido estático-Newtoniano en régimen laminar.

Para iniciar el régimen turbulento, se requiere un cierto nivel del Número de Reynolds de la partícula definido por:

$$N_{Rep} = \frac{d_p V_s \rho_f}{\mu} \quad (IV.6)$$

La Ley de Stokes proporciona una exactitud aceptable para N_{Rep} menores de 0.1. Para N_{Rep} mayores, se deberá emplear un factor empírico de arrastre definido por:

$$C_D = \frac{F_v}{A E_K} \quad (IV.7)$$

donde:

- C_D = Coeficiente de arrastre o factor de fricción
- A = Área de la partícula
- E_K = Energía cinética por unidad de volumen

con

$$E_K = \frac{1}{2} \rho_f V_s^2$$

$$A = \frac{\pi D_p^2}{4}$$

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

entonces, sustituyendo las dos ecuaciones anteriores y la ecuación IV.2 en la ecuación IV.6, resulta:

$$C_D = \frac{4}{3} g \frac{D_p}{V_s^2} \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \right) \quad (IV.8)$$

El coeficiente de arrastre es una función del Número de Reynolds y de la esfericidad de la partícula.

La expresión del coeficiente de arrastre (Ec. IV.7) puede ser expresado en términos de V_s :

$$V_s = \left[\frac{4}{3} g \frac{D_p}{C_D} \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \right) \right]^{1/2} \quad (IV.9)$$

La cual proporciona la velocidad de deslizamiento de la partícula en régimen transicional o turbulento.

Para $N_{Rep} < 0.1$:

$$C_D = \frac{24}{N_{Rep}} \quad (IV.10)$$

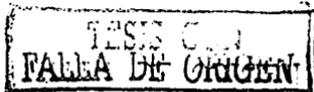
Para $N_{Rep} > 0.1$, se requiere emplear las correlaciones gráficas de N_{Rep} contra C_D disponibles en la literatura.

4. FLUIDOS NO NEWTONIANOS (FLUIDOS DE PERFORACIÓN)

En las operaciones de perforación, el fluido y los recortes se están moviendo simultáneamente. Además, debido al hecho de que la velocidad del fluido varía desde cero en las paredes de las tuberías hasta un máximo en el centro del espacio anular, la situación es más complicada.

En la práctica, esto ha conducido a incrementar la viscosidad del fluido, la velocidad del flujo o ambos, con los efectos adversos que esto representa en las operaciones de perforación.

Varios investigadores han propuesto correlaciones empíricas para estimar la velocidad de deslizamiento de los recortes. Estas correlaciones definitivamente no proporcionan resultados exactos debido a la complejidad del flujo, sin embargo permiten obtener información valiosa en la selección de las propiedades del fluido y las condiciones de operación de la bomba.



5. CORRELACIONES

5.1 CORRELACIÓN DE CHIEN

Para la determinación del Número de Reynolds de la partícula, Chien propuso el empleo de una viscosidad aparente dependiendo del tipo de fluido a través del cual se está asentando la partícula. Así,

Fluidos poliméricos:

$$\mu_a = \mu_p + 5 \frac{\tau_y D_p}{V_a} \quad (\text{IV.11})$$

Fluidos bentoníticos:

$$\mu_a = \mu_p \quad (\text{IV.12})$$

Por lo que el Número de Reynolds está definido por:

$$N_{Rep} = 7730 \frac{D_p V_s \rho_f}{\mu_a} \quad (\text{IV.13})$$

Para Números de Reynolds de la partícula mayores que 100, Chien recomienda el uso del coeficiente de arrastre igual a 1.72, por lo que, la ecuación IV.8, en unidades de campo se reduce a:

$$V_s = 1.44 \left[D_p \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \right) \right]^{1/2} \quad (\text{IV.14})$$

En tanto que para Números de Reynolds iguales o menores que 100, la velocidad de asentamiento de la partícula está definido por:

$$V_s = 0.0009 \left(\frac{\mu_a}{\rho_f D_p} \right) \left[\frac{2553512 D_p \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \right) + 1 - 1}{\left(\frac{\mu_a}{\rho_f D_p} \right)^2} \right] \quad (\text{IV.15})$$

donde:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- D_p = Diámetro de la partícula, pg.
 V_a = Velocidad anular de flujo, pies/min.
 V_s = Velocidad de deslizamiento de la partícula, pies/seg.
 μ_a = Viscosidad aparente, cp.
 μ_p = Viscosidad plástica, cp.
 τ_y = Punto de cedencia, lb/100 pies².
 ρ_p = Densidad de la partícula, gr/cm³.
 ρ_f = Densidad del fluido gr/cm³.

5.2. CORRELACIÓN DE MOORE

Moore propuso una correlación, basada en la determinación de una viscosidad basada en el método propuesto por Dodge y Metzner, igualando las ecuaciones para determinar las pérdidas por fricción para un fluido no-Newtoniano a las correspondientes de los fluidos Newtonianos y resolviendo para la viscosidad Newtoniana aparente. La viscosidad aparente obtenida se expresa entonces por:

$$\mu_a = \frac{K}{144} \left[60 \left(\frac{D_a - DTP}{V_a} \right) \right]^{1-n} \left(\frac{2 + \frac{1}{n}}{0.0208} \right)^n \quad (IV.16)$$

El Número de Reynolds está definido por la ecuación IV.12:

$$NR_{Rep} = 7730 \frac{D_p V_s \rho_f}{\mu_a} \quad (IV.17)$$

Moore desarrolló una correlación entre el coeficiente de arrastre y el Número de Reynolds de la partícula, empleando recortes de calza y lutita. Para Números de Reynolds mayores que 300, el flujo alrededor de la partícula es totalmente turbulento y el coeficiente de arrastre adquiere un valor constante e igual al 1.5, por lo que la ecuación IV.8 en unidades de campo se reduce a:

$$V_s = 1.54 \left[D_p \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \right) \right]^{1/2} \quad (IV.18)$$

Para Números de Reynolds menores que 3, el patrón de flujo es considerado laminar y el coeficiente de arrastre es una línea recta definido por:

$$C_D = \frac{40}{NR_{Rep}} \quad (IV.19)$$



Para esta condición, la combinación de las ecuaciones IV.17, IV.5 y IV.8 conducen a:

$$V_s = 691 \frac{D_p^2}{\mu_a} (\rho_p - \rho_f) \quad (IV.20)$$

En tanto que para Números de Reynolds iguales o mayores que 3 e iguales o menores que 300, el patrón de flujo es transicional y la relación entre el coeficiente de arrastre y el Número de Reynolds puede ser aproximada por:

$$C_D = \frac{22}{N_{Rep}^{1/2}} \quad (IV.21)$$

Por lo tanto, la velocidad de asentamiento de la partícula puede está definida por:

$$V_s = \frac{5.889 D_p (\rho_p - \rho_f)^{0.687}}{\rho_f^{0.333} \mu_a^{0.333}} \quad (IV.22)$$

donde:

- Da = Diámetro de agujero (TR), pg.
- De = Diámetro exterior de la TP, pg.
- Dp = Diámetro de la partícula, pg.
- Va = Velocidad anular de flujo, pies/min.
- Vs = Velocidad de deslizamiento de la partícula, pies/seg.
- n = Índice de comportamiento de flujo, adimensional; definido por:
- μ_a = Viscosidad efectiva, cp.
- ρ_p = Densidad de la partícula, gr/cm³.
- ρ_f = Densidad del fluido gr/cm³.

$$n = 3.32 \log \left(\frac{\theta_{600}}{\theta_{300}} \right) \quad (IV.23)$$

K = Índice de consistencia de flujo, cp equivalentes; definido por:

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

$$K = \frac{510 \theta_{300}}{511^n} \quad (\text{IV.24})$$

θ_{300} = Lectura Fann a 300 rpm.

θ_{600} = Lectura Fann a 600 rpm.

5.3. CORRELACIÓN DE METZNER & REED

Metzner & Reed proporcionaron una ecuación para determinar la velocidad de deslizamiento de las partículas, la cual no es otra que la Ley de Stokes. Sin embargo, si proporcionan correlaciones para determinar el coeficiente de arrastre en función del Número de Reynolds de la partícula. Así, la velocidad de asentamiento de la partícula está definida por la ecuación IV.8:

$$V_s = 1.891 \left[\frac{D_p}{C_o} \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \right) \right]^{1/2} \quad (\text{IV.25})$$

Metzner y Reed desarrollaron una correlación para el coeficiente de arrastre en función del Número de Reynolds de la partícula, para el régimen laminar (NRep menores o iguales a 1), régimen turbulento (NRep mayores a 100) y para el régimen de transición. Así:

Si $NRep \leq 1$

$$C_D = \frac{24}{NRep} \quad (\text{IV.9})$$

Si $NRep > 100$

$$C_D = \frac{1.75}{NRep^{0.1}} \quad (\text{IV.23})$$

Si $1 > NRep \geq 100$

$$C_D = \frac{18.5}{NRep^{0.6}} \quad (\text{IV.24})$$

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

y el Número de Reynolds está definido por:

$$NR_{ep} = 581.91 \frac{\rho_f V_s^2}{K} \left(\frac{D_p}{36 V_s} \right)^n \quad (IV.25)$$

donde:

- D_p = Diámetro de la partícula, pg.
- K = Índice de consistencia, (lb_r-segⁿ)/100 pies².
- n = Índice de comportamiento de flujo, adimensional.
- V_s = Velocidad de deslizamiento de la partícula, pies/seg.
- ρ_p = Densidad de la partícula, gr/cm³.
- ρ_f = Densidad del fluido, gr/cm³.

5.4. CORRELACIÓN DE WALKER Y MAYES

La correlación propuesta por Walker y Mayes considera un coeficiente de arrastre definido para una partícula en forma de disco cayendo con la cara horizontal en la dirección opuesta al flujo, en lugar de considerar partículas esféricas.

Para este caso, definieron que una partícula se asienta en régimen turbulento cuando el número de Reynolds es mayor que 100 y el coeficiente de arrastre es constante e igual a 1.12. Para estas condiciones propusieron:

Para Régimen turbulento

$$V_s = \frac{0.096 \tau_p}{\rho_p^{1/2}} \quad (IV.26)$$

Para Régimen laminar o transicional

$$V_s = 0.01195 \tau_p \left(\frac{D_p \gamma_p}{\rho_p^{1/2}} \right)^{1/2} \quad (IV.27)$$

con:

$$\tau_p = 22.80 [h_c (\rho_p - \rho_f)]^{1/2} \quad (IV.28)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

DETERMINACIÓN DEL RÉGIMEN DE CAIDA DE LA PARTÍCULA

Para determinar el régimen de caída de la partícula se requiere determinar la velocidad de corte desarrollada por la partícula (γ_p):

$$\gamma_p = \left(\frac{\tau_p}{K} \right)^{1/n} \quad (IV.29)$$

y la velocidad de corte crítica (γ_c):

$$\gamma_c = \frac{64.65}{D_p \sqrt{\rho_p}} \quad (IV.30)$$

y compararlas una vez que ambas velocidades de corte han sido determinadas. Así:

- si $\gamma_p > \gamma_c$ el régimen es Turbulento
- si $\gamma_p < \gamma_c$ el régimen es Laminar o Transicional

Una vez determinado el régimen de flujo, este puede ser comprobado mediante el empleo de la ecuación IV.12, empleando la ecuación IV.29 para el término de la viscosidad aparente.

donde:

- D_p = Diámetro de la partícula, pg.
- K = Índice de consistencia, $lb_f - \text{seg}^n/100 \text{ pies}^2$.
- n = Índice de comportamiento de flujo, adimensional.
- VS = Velocidad de deslizamiento de la partícula, pies/seg.
- τ_p = Punto de cedencia, $lb_f/100 \text{ pies}^2$.
- γ_p = Velocidad de corte desarrollada por la partícula, 1/seg.
- γ_c = Velocidad de corte crítica, 1/seg.
- ρ_p = Densidad de la partícula, gr/cm^3 .
- ρ_f = Densidad del fluido gr/cm^3 .

Nota: K y n deberán ser determinadas en el rango de τ_p , mediante:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$n = \frac{\log\left(\frac{\theta_1}{\theta_2}\right)}{\log\left(\frac{N_1}{N_2}\right)} \quad (\text{IV.31})$$

$$K = \frac{\theta_1}{(1.703 N_1)^n} = \frac{\theta_2}{(1.703 N_2)^n} \quad (\text{IV.32})$$

con:

θ_1 y θ_2 = Lecturas Fann a la velocidad de corte N_1 y N_2 respectivamente, grados.

N_1 y N_2 = Revoluciones por minuto del viscosímetro Fann.

6. RELACIÓN DE TRANSPORTE

El avance de los recortes hacia la superficie a una velocidad igual a la diferencia entre la velocidad del fluido y la velocidad de deslizamiento de la partícula se conoce como la velocidad de transporte, definida por:

$$VT = Va - Vs \quad (\text{IV.33})$$

y la relación de transporte es entonces definido como la velocidad de transporte entre la velocidad anular, por lo tanto:

$$RT = \frac{VT}{Va} = \frac{Va - Vs}{Va} = 1 - \frac{Vs}{Va} \quad (\text{IV.34})$$

Para relaciones de transporte positivo, los recortes serán transportados hacia la superficie. De la ecuación IV.33 se observa que para una velocidad de asentamiento de la partícula igual a cero, la velocidad media del recorte será igual a la velocidad anular y la relación de transporte será igual a 1. Conforme la velocidad de deslizamiento se incrementa, la relación de transporte decrece y la concentración de recortes en el espacio anular hacia la superficie se incrementa. Por lo tanto, se puede establecer que la relación de transporte es una medida excelente de la capacidad de acarreo de un fluido de perforación en particular.

Sifferman y colaboradores establecieron que la relación de transporte es una medida apropiada de la capacidad de acarreo de los fluidos.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

En un trabajo presentado por Sample y Bourgoyne, se muestra que una gráfica de la relación de transporte contra el recíproco de la velocidad anular es una excelente técnica.

En operaciones prácticas de campo, una relación de transporte de 50% es adecuado para tener una buena limpieza del agujero. Así:

$$\text{si } R_T = 0.5 \Rightarrow V_{a_{\min}} = 2 V_s \Rightarrow Q_{a_{\min}}$$

7. REGLAS EMPÍRICAS

En la industria petrolera existe una gran variedad de reglas empíricas para la determinación de parámetros a emplear durante la perforación de pozos. Con respecto a la capacidad de acarreo de recortes, las reglas empíricas más empleadas son, el empleo de una velocidad anular del fluido de aproximadamente igual 120 pies por minuto, para tener una buena limpieza del espacio anular:

$$V_{a_{\min}} \approx 120 \text{ pies/min} \quad (\text{IV.35})$$

y aquella propuesta por Fullerton, la cual está expresada en términos del diámetro del agujero y la densidad del fluido empleado:

$$V_{a_{\min}} \approx \frac{1417}{D_{ag} \rho_f} \quad (\text{IV.36})$$

donde:

- D_{ag} = Diámetro del agujero o de la TR, pg
- V_{a_{min}} = Velocidad anular mínima, pies/min.
- ρ_f = Densidad del fluido, gr/cm³.

CAPITULO V

PRESIONES GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DE TUBERÍAS

1. INTRODUCCIÓN

El movimiento de tuberías en el interior del pozo (introducción, extracción, elevación e introducción al conectar una junta, etc.) genera incrementos o decrementos de la presión impuesta en el pozo.

Debido a las propiedades reológicas del fluido de perforación, cuando las tuberías son movidas dentro del pozo, el fluido no puede ser desplazado a la misma velocidad con que se desplazan las tuberías; por esta razón se generan los cambios en la presión impuesta.

Desde el punto de vista de la mecánica de fluidos, no importa si el fluido se mueve a través de un conducto (tubería), o es la tubería la que se mueve en el seno de un fluido. De cualquier manera existirá una pérdida de presión por fricción.

2. DESCRIPCIÓN TEÓRICA DE LA GENERACIÓN DE LAS PRESIONES DE EMPUJE Y SUCCIÓN

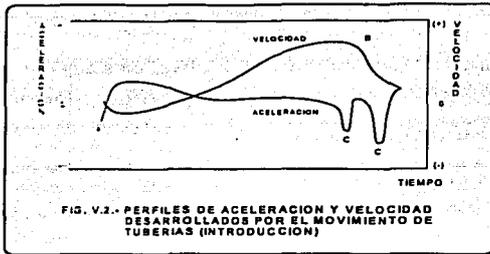
OPERACIÓN: BAJAR UN TRAMO DE TR

- a) Elevar la TR para quitar cuñas
- b) Bajar la TR
- c) Aplicar freno para parar el descenso de la TR
- d) Tramo adicionado colocado en las cuñas
 - Se desarrolla una presión positiva a la máxima velocidad de la tubería (b y B): Arrastre viscoso del fluido.
 - Uno o más picos de presiones negativas ocurren cuando la tubería es desacelerada por la aplicación del freno (e y C): Efecto de inercia.
 - Cuando la tubería es elevada de las cuñas, invariablemente ocurre presiones negativas (a y A): Efectos de inercia y/o rompimiento de la gel del lodo.

De acuerdo con las Figuras V.1 y V.2 cada uno de los picos en las presiones (positivos o negativos) puede ser originado por uno o más de los siguientes efectos:

- Arrastre viscoso del fluido de perforación
- Inercia de la columna de lodo

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



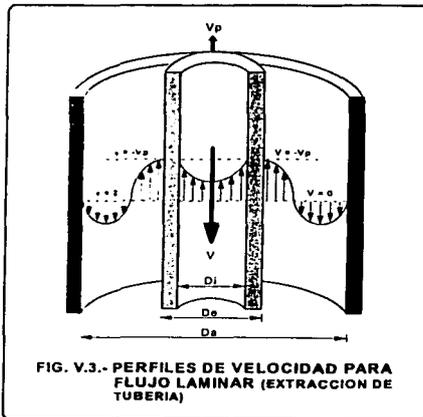
2.2. PRESIÓN DE SUCCIÓN

También denominada de Swabeo, es debida al flujo descendente del fluido que tiende a llenar el espacio dejado por la tubería, cuando esta es extraída del pozo.

Esta presión es negativa, es decir tiene un efecto neto sobre la presión en el fondo, reduciéndola.

2.3. RÉGIMEN DE FLUJO

Dependiendo de la velocidad de introducción o extracción de las tuberías, el régimen de flujo del fluido puede ser laminar, transicional o turbulento. La Figura V.3 muestra los perfiles de velocidad desarrollados en el interior de la tubería y en el espacio anular cuando se extrae tubería del pozo.



3. EFECTOS DE LAS PRESIONES DE EMPUJE Y SUCCIÓN

3.1 IMPORTANCIA DE LA MAGNITUD DE LAS PRESIONES DE EMPUJE Y SUCCIÓN

- 25% de los brotes son resultado directo de las presiones de empuje y succión.
- Problemas de pérdidas de circulación son el resultado de las presiones de empuje por la introducción rápida de tuberías.
- Problemas de pozo (derrumbes, puentes, altas concentraciones de sólidos, etc.) pueden resultar de movimientos alternado de tuberías (conexiones).
- La reducción de la presión por succión pueden dar como resultado contaminaciones del lodo.
- Las presiones de empuje y succión (en algunos casos) son de igual magnitud, pero de signo contrario:

PRESIÓN DE EMPUJE

Positiva, incrementa la presión de fondo

PRESIÓN DE SUCCIÓN

Negativa, reduce la presión de fondo

PRESIÓN EN EL FONDO DEL POZO

$$P_{\text{fondo}} = P_h \pm P_{\text{EMP/SUC}}$$

en términos de densidad equivalente:

$$P_{\text{eq}} = \rho \pm \frac{10 P_{\text{EMP/SUC}}}{D} = \rho \pm \frac{P_{\text{EMP/SUC}}}{0.052 D}$$

donde:

- P_{eq} : Densidad equivalente, lb/gal, g/cm³
 ρ : Densidad del fluido, lb/gal, gr/cm³
 $P_{\text{EMP/SUC}}$: Presión de empuje o succión, psí, kg/cm²
 D : Profundidad, pies, m

EJEMPLO:

¿Cuál será el efecto sobre la presión en el fondo del pozo cuando se extrae o introduce tubería del pozo a una velocidad tal que la $P_{\text{EMP/SUC}}$ es igual a 700 psí?

- D = 12000 pies
 ρ = 16 lb/gal
 G_{FRAC} = 17 lb/gal @ 12000'
 G_{FORM} = 15.2 lb/gal @ 12000'

SUCCIÓN

$$P_{eq} = 16 - \frac{700}{(0.052)(12000)}$$
$$P_{eq} = 14.9 \text{ lb/gal} < G_{FORM} : \text{BROTE}$$

EMPUJE

$$P_{eq} = 16 + \frac{700}{(0.052)(12000)}$$
$$P_{eq} = 17.1 \text{ lb/gal} < G_{FRAC} : \text{PÉRDIDA}$$

4. DETERMINACIÓN DE LAS PRESIONES DE EMPUJE Y SUCCIÓN

La solución analítica para la determinación de las presiones de empuje y succión es relativamente fácil de obtener si se tiene en el pozo un fluido Newtoniano y geometría simple.

Sin embargo, las ecuaciones para fluidos no Newtonianos son bastante complejas para aplicaciones en el campo.

Burkhart presentó en 1961 una técnica simplificada para determinar las presiones de empuje y succión empleando como modelo reológico el de Bingham.

Posteriormente Fontenot & Clark presentaron un procedimiento computarizado, basado en el presentado por Burkhart, empleando los modelos de Bingham y de Ley de Potencias y puede ser extendido para el modelo de Ley de Potencias con Punto de Cedencia.

CASOS

Para propósitos de determinar las presiones de empuje y succión, las tuberías pueden ser clasificadas como:

- Tubería cerrada
- Tubería abierta con bomba operando
- Tubería abierta con la bomba apagada

El método se basa principalmente en la determinación de la velocidad efectiva del fluido en el espacio anular y el empleo de las ecuaciones correspondientes para la determinación de las pérdidas de presión por fricción, apropiadas al modelo reológico correspondiente.

Una vez determinada la velocidad efectiva del fluido y la pérdida de presión por fricción, en cada una de las secciones del espacio anular, la presión de empuje y succión total se determina mediante:



$$P_{EMP/SUC} = \sum_{i=1}^{N_{SECC}} P_{EMP/SUCi}$$

4.1. TUBERÍA CERRADA Y TUBERÍA ABIERTA CON BOMBA OPERANDO

La velocidad efectiva del fluido en cada sección del espacio anular esta definida por:

$$V_{EMP} = V_a + V_d + V_v \quad (V.1)$$

$$V_{SUC} = V_a - V_d - V_v \quad (V.2)$$

donde:

- V_a : Velocidad anular del fluido resultante del gasto de flujo proporcionado por la bomba; pies/min (para tubería cerrada: $V_a = 0$).
- V_d : Velocidad anular del fluido debida al desplazamiento de la sarta; pies/min
- V_v : Componente de velocidad debida al arrastre viscoso de la sarta; pies/min

Velocidad anular

$$V_a = \frac{24.51Q}{(D_a^2 - D_e^2)} \quad (V.3)$$

donde:

- Q : Gasto de flujo proporcionado por la bomba, gpm
- d_a : Diámetro del agujero o de la TR, pg
- d_e : Diámetro exterior de la sección de tubería, pg

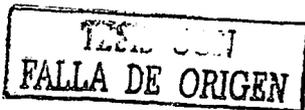
Velocidad por desplazamiento:

De acuerdo con Burkhart, la componente de velocidad debida al desplazamiento de la tubería esta definida por:

$$V_d = 60 V_p \left(\frac{D_e^2}{D_a^2 - D_e^2} \right) \quad (V.4)$$

donde:

- V_p : Velocidad de introducción o extracción de la tubería, pies/seg



Velocidad por arrastre viscoso:

La componente de velocidad debido al arrastre viscoso no es tan simple, debido a que esta depende del régimen de flujo resultante en la sección anular.

Burkhart desarrollo expresiones para determinar el arrastre viscoso tanto en régimen laminar y turbulento.

Para régimen laminar el arrastre viscoso esta expresado por:

$$V_{VL} = -60 V_p \left[\frac{1 - \alpha^2 + 2 \alpha^2 \ln(\alpha)}{2(1 - \alpha^2) \ln(\alpha)} \right] \quad (V.5)$$

con:

$$\alpha = \frac{D_e}{D_a}$$

Para el régimen turbulento la expresión resultante es complicada por lo que Burkhart la represento en forma gráfica en términos de una constante de colgamiento; así

$$V_{VT} = 60 K V_p \quad (V.6)$$

donde K es la constante de colgamiento, representada gráficamente como una función de α y para fines de cálculo, K puede ser considerada como 0.5.

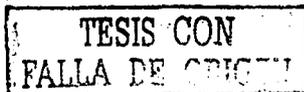
Para determinar V_{EMP} o V_{SUCC} es necesario determinar primeramente el régimen de flujo resultante, lo cual es desconocido debido a la falta de la velocidad efectiva del fluido (V_{EMP} o V_{SUCC}).

En este caso, se supone primeramente régimen laminar y se obtiene V_{EMP} o V_{SUCC} empleando la expresión correspondiente de la componente por arrastre viscoso (V_v) y se prueba la suposición. Si ésta es correcta se determina la P_{EMP} o P_{SUCC} con las expresiones apropiadas al modelo reológico seleccionado, reemplazando el término de V por V_{EMP} o V_{SUCC} en la sección correspondiente.

En caso de que la suposición sea incorrecta se emplean las expresiones del flujo turbulento, tanto para la componente de la velocidad por arrastre viscoso (V_v) como las correspondiente a las pérdidas de presión por fricción.

Otra forma de determinar las presiones de empuje y succión es determinar primero la caída de presión por fricción en régimen turbulento y posteriormente en régimen laminar, seleccionando como verdadera aquella que resulte mayor.

Una vez determinadas las presiones de empuje y succión en cada una de las secciones del espacio anular, la presión total será:



Presión de empuje

$$P_{EMP} = \sum_{i=1}^{N_{SECC}} P_{EMPI} = \sum_{i=1}^{N_{SECC}} \Delta P_{a_i} \quad (V.7)$$

Presión de succión

$$P_{SUC} = \sum_{i=1}^{N_{SECC}} S P_{SUCI} = \sum_{i=1}^{N_{SECC}} S \Delta P_{a_i} \quad (V.8)$$

con:

$$S = +1 \text{ si } V_{SUC} > 0$$

$$S = -1 \text{ si } V_{SUC} < 0$$

donde:

ΔP_{a_i} : Pérdida de presión por fricción en la sección i del espacio anular, psi o kg/cm^2

P_{EMP} : Presión de empuje, psi o kg/cm^2

P_{SUC} : Presión de empuje, psi o kg/cm^2

4.2. TUBERÍA ABIERTA SIN BOMBA

En este caso, la velocidad efectiva del fluido en el espacio anular no es tan simple como en el caso anterior, debido a que el gasto de fluido desplazado por el movimiento de la sarta es libre de fluir a través del espacio anular y/o por el interior de la sarta, como se muestra en la figura V.4.

Esto depende del tamaño de la abertura; es decir, dependiendo del tamaño de las aberturas de la sarta y del espacio anular (área de flujo), será la fracción del gasto total de fluido desplazado que fluya por cada uno de los conductos, de tal manera que:

$$Q_T = Q_{ad} + Q_{id} \quad (V.9)$$

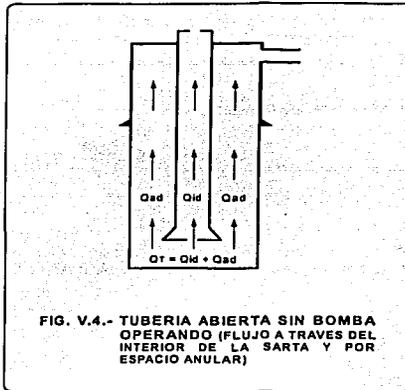
donde:

Q_T : Gasto total desplazado por la sección de fondo de la sarta, gpm

Q_{ad} : Gasto del fluido desplazado por la tubería, fluyendo por el espacio anular, gpm

Q_{id} : Gasto de fluido desplazado por la tubería, fluyendo por el interior de la tubería, gpm

TESA CON
FALLA DE ORIGEN



La determinación del gasto de flujo que fluye por el interior de la sarta (Q_{id}) y por el espacio anular (Q_{ad}) es difícil y debe ser resuelto por ensaye y error.

El verdadero gasto que fluye por el espacio anular y el gasto por el interior de la tubería debe de ser determinado de tal manera que en el fondo de la sarta, por ser un punto común, las caídas de presión por fricción sean iguales. Es decir, hasta que:

$$\sum_{i=1}^{N_{SECCI}} \Delta P_{ij} = \sum_{i=1}^{N_{SECCA}} \Delta P_{ai} \quad (V.10)$$

con:

$\sum_{i=1}^{N_{SECCI}} \Delta P_{ij}$: Sumatoria de las pérdidas por fricción en el interior de la tubería, kg/cm^2

$\sum_{i=1}^{N_{SECCA}} \Delta P_{ai}$: Sumatoria de las pérdidas por fricción en el espacio anular, kg/cm^2

Expresando el gasto fluido por el interior de la sarta y por el espacio anular, se tiene; como una fracción del gasto total:

$$Q_{id} = Q_T \left(\frac{Q_{id}}{Q_T} \right) \quad (V.11)$$

**TESIS CON
FALLA DE CRICEN**

$$Q_{ad} = Q_T \left(1 - \frac{Q_{id}}{Q_T} \right) \quad (V.12)$$

entonces, la expresión 9 resulta:

$$Q_T = Q_T \left(\frac{Q_{id}}{Q_T} \right) + Q_T \left(1 - \frac{Q_{id}}{Q_T} \right) \quad (V.9a)$$

Fontenot y Clark presentaron una expresión para determinar el gasto total del fluido desplazado por la sección de fondo de una sarta de perforación o TR:

$$Q_T = \frac{60 V_p [(L_{Ts} - L_j) D_e^2 + L_j D_j^2]}{24.51 L_{Ts}} \quad (V.13)$$

donde:

- L_{Ts} : Longitud total de la sección de fondo; m
- D_j : Diámetro promedio de hules, coples, etc.; pg
- L_j : Longitud de los hules, coples, etc.; m
- D_e : Diámetro exterior de la sección de fondo, pg.

y para tubería franca:

$$Q_T = 60 V_p \frac{(D_a^2 - D_e^2)}{24.51} \quad (V.14)$$

Por lo tanto, la velocidad efectiva del fluido a través del interior de cada sección de la sarta, será:

$$Vel = \frac{24.51 Q_T \left(\frac{Q_{id}}{Q_T} \right)}{D_i^2} \quad (V.15)$$

En tanto que la velocidad efectiva del fluido en cada sección del espacio anular y causantes de las presiones de empuje y succión, es la suma de las velocidades producidas por el desplazamiento de la sarta y la velocidad debida al arrastre viscoso, menos la velocidad correspondiente al volumen de fluido que fluye por el interior de la sarta; es decir:

$$V_{ea} = V_d + V_v - V_{qi} \quad (V.16)$$

74

TERCERA
 FALLA DE ORIGEN

donde:

$$V_{aQl} = \frac{24.51 Q_T}{D a^2 - D e^2} \left(\frac{Q_{ld}}{Q_T} \right) \quad (V.17)$$

con:

V_{da} = Definida por la expresión 4

V_v = Definida por la expresión 5 ó 6

Una vez determinado el gasto del fluido desplazado por la sección de fondo que fluye por el interior y el espacio anular, las presiones de empuje y succión se determinan considerando:

$$V_{EMP} = V_{ea}$$

$$V_{SUC} = -V_{ea}$$

El proceso de Solución es iterativo y primeramente se supone una fracción del gasto por el interior (Q_{ld}/Q_T) y si las caídas de presión por fricción y totales en el interior y en el espacio anular no son iguales se realiza una segunda suposición, obteniendo C (despejando) de:

$$\sum_{i=1}^{N_{SECCI}} \Delta P_{ii} = C Q_{ld}^2 \quad (V.18)$$

y de aquí, un nuevo valor de Q_{ld}, mediante:

$$Q_{ld} = \left(\frac{\sum_{i=1}^{N_{SECCI}} \Delta P_{ii} + \sum_{i=1}^{N_{SECCA}} \Delta P_{ai}}{2 C} \right)^{1/2} \quad (V.19)$$

cuidando que Q_{ld} no sea mayor de Q_{ad}, y la presión de empuje succión será:

$$P_{EMP/SUCC} = P_i - \sum_{i=1}^{N_{SECCA}} \Delta P_{ai} \quad (V.20)$$

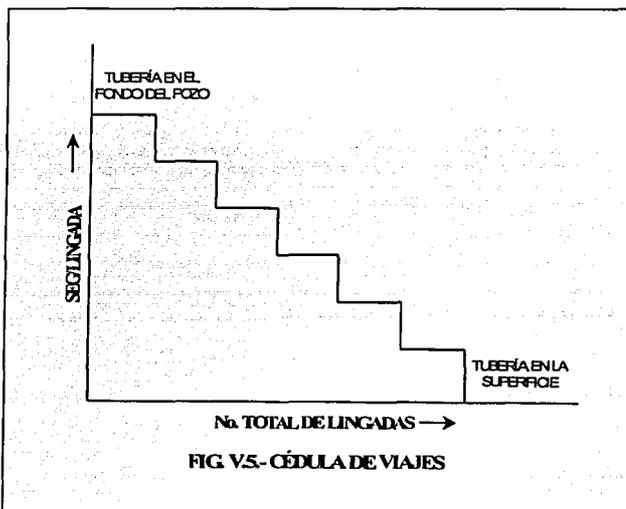
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

5. APLICACIÓN DE LA DETERMINACIÓN DE LAS PRESIONES DE EMPUJE Y SUCCIÓN

La aplicación principal de la determinación de las presiones de empuje y succión es muy importante durante las operaciones de perforación, debido a que de ellas depende la presión impuesta en el fondo del pozo cuando se introduce o extrae de él las diversas sarts de tubería empleadas.

Las presiones de empuje y succión son importantes para prevenir brotes y/o pérdidas de circulación.

El cálculo sistematizado de estas presiones permiten determinar la cédula de viaje para las operaciones.



TESTE CON
FALLA DE ORIGEN

6. EJEMPLO

Realizar la optimización de la hidráulica para el siguiente caso:

| $N(\text{seg}^{-1})$ | $\Theta(N)$ |
|----------------------|-------------|
| 3 | 6 |
| 6 | 9 |
| 100 | 12 |
| 200 | 18 |
| 300 | 24 |
| 600 | 38 |

$$TP = 5'' \times 4.446'' @ 2900 \text{ m.}$$

$$L_B = 8'' \times 3'', @ 400 \text{ m.}$$

$$TR = 9 \frac{5}{8}'' \times 8.750'', @ 2400 \text{ m.}$$

$$\rho_L = 1.40 \text{ gr} / \text{cm}^3$$

$$Q = 140 \text{ gpm}$$

$$P_s \text{ max} = 240 \text{ kg} / \text{cm}^2 \approx 204 \text{ kg} / \text{cm}^2 \text{ at } 85\%$$

$$E_v = 85\%$$

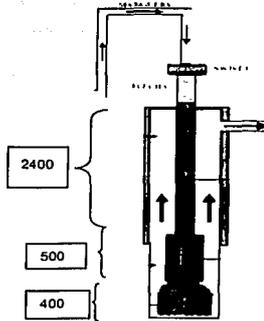
$$Q_{\text{max}} = 350 \text{ gpm}$$

$$\phi_{TB} = 16 - 16 - 16(1/32)''$$

$$\rho_p 2.3 \text{ gr} / \text{cm}^3 dp = 0.4''$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Conexiones superficiales



Etapas

I = TP,.....TR = $9\ 5/8" \times 8.750"$, @ 2400 m..

II = LB, TP = $5" \times 4.446"$ @ 2900 m

III = LB - AG, $L_B = 8" \times 3"$, @ 400 m.

IV = TP - AG $\phi_{BNA} = 8.375$

V = TP - TR

Primero debemos calcular la viscosidad plástica con las lecturas del viscosímetro utilizando la siguiente fórmula.

$$\eta_p = \theta_{600} - \theta_{300}$$

$$\eta_p = 38 - 24 = \underline{14}$$

Ahora calcularemos el punto de cedencia utilizando la lectura del viscosímetro y con la siguiente fórmula.

$$\tau_y = \theta_{300} - \eta_p$$

$$\tau_y = 24 - 14 = \underline{10}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Ahora debemos de calcular la velocidad de flujo con la siguiente formula:

$$V = 24.51 \frac{Q}{D_1^2}$$

$$V = 24.51 \left(\frac{140}{4.446^2} \right)$$

$$V = 173.59$$

Ahora procederemos a calcular la velocidad critica:

$$V_c = \frac{7.75\eta\mu + 7.75(\eta\mu^2 + 109.83\rho D_1^2 \tau_y)^{1/2}}{\rho D_1}$$

$$V_c = \frac{7.75(14) + 7.75(196 + 109.83(1.4)4.446^2(10))^{1/2}}{11.4(4.46)}$$

$$V_c = 235.19$$

Encontrara el numero de Reynolds

$$N Re = 129 \left(\frac{D_1 V \rho}{\eta\mu} \right)$$

$$NRe = 129 \left(\frac{4.446(173.59)1.4}{14} \right)$$

$$N Re = 9955.976$$

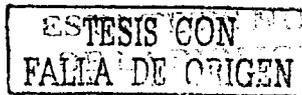
Después calcularemos la caída de presión por fricción(en régimen turbulento).

$$\Delta P_f = \frac{V_n \rho L}{389081 D_1^2} + \frac{\tau_y L}{913 D_1}$$

$$\Delta P_f = \frac{(173.59)1.4(2900)}{389081(4.446)} + \frac{(10)2900}{913(4.446)}$$

$$\Delta P_f = 8.056 \text{ kg } / \text{ cm}^2$$

Ahora calcularemos la velocidad de flujo de la siguiente etapa:



$$V = 24.51 \frac{Q}{D_1^2}$$

$$V = 24.51 \left(\frac{140}{3^2} \right)$$

$$V = 381.26$$

De la misma manera calcularemos la velocidad crítica de esta etapa

$$V_c = \frac{7.75\eta p + 7.75(\eta p^2 + 109.83\rho D_1^2 r_y)^{1/2}}{\rho D_1}$$

$$V_c = \frac{7.75(14) + 7.75(196 + 109.83(1.4)^2(10))^{1/2}}{1.4(3)}$$

$$V_c = 244.43$$

Ahora el número de reynolds

$$N_{Re} = 129 \left(\frac{D_1 V \rho}{\eta p} \right)$$

$$N_{Re} = 129 \left(\frac{3(381.26)(1.4)}{14} \right)$$

$$N_{Re} = 14754.70$$

Ahora calcularemos las presiones por fricción (en régimen turbulento).

$$\Delta P_f = \frac{f \rho V^2 L}{48251 D_1}$$

$$f = \frac{0.079}{N_{Re}^{0.25}}$$

$$f = \frac{0.079}{14754.71^{0.25}}$$

$$f = 7.169 \times 10^{-3}$$

$$\Delta P_f = \frac{7.169 \times 10^{-3} (1.4) 381.2^2 (400)}{48251(3)}$$

$$\Delta P_f = 3.281 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora calcularemos la velocidad en el espacio anular:

$$V = 24.51 \frac{Q}{D_a - D_1^2}$$

$$V = 24.51 \left(\frac{140}{8.375^2 - 8^2} \right)$$

$$V = 558.8$$

calcular la velocidad crítica del espacio anular:

$$V_c = \frac{7.75\eta\mu + 7.75(\eta\mu^2 + 109.83\rho(D_a^2 - D_1^2)r_y)^{1/2}}{\rho(D_a - D_1)}$$

$$V_c = \frac{7.75(14) + 7.75(196 + 109.83(1.4)(8.375^2 - 8^2)(10))^{1/2}}{1.4(8.375 - 8)}$$

$$V_c = 1465.95$$

calcular la caída de presión por fricción (régimen laminar)

$$P_f = \frac{V_n \rho L}{389081(D_a^2 - D_1^2)} + \frac{r_y L}{913(D_a - D_1)}$$

$$\Delta P_f = \frac{(558.75)1.4(2900)}{389081(8.375 - 8)^2} + \frac{(10)2900}{812.6(.375)}$$

$$\Delta P_f = 21.7 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora la velocidad de flujo pero para el turbulento:

$$V = 24.51 \frac{Q}{D_a - D_1^2}$$

$$V = 24.51 \left(\frac{140}{8.375^2 - 5^2} \right)$$

$$V = 76.015$$

Calcular la velocidad crítica de flujo:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$V_c = \frac{7.75\eta p + 7.75\left(\eta p^2 + 109.83\rho(D_a^2 - D_1^2)r_y\right)^{1/2}}{\rho(D_a - D_1)}$$

$$V_c = \frac{7.75(14) + 7.75(196 + 109.83(1.4)(8.375^2 - 5^2)(10))^{1/2}}{1.4(8.375 - 5)}$$

$$V_c = 397.89$$

$$P_f = \frac{V_n \rho L}{389081(D_a^2 - D_1^2)} + \frac{r_y L}{913(D_a - D_1)}$$

$$\Delta P_f = \frac{(76.01)(1.4)(500)}{389081(8.375 - 5)^2} + \frac{(10)(500)}{812.6(3.375)}$$

$$\Delta P_f = 2.0 \text{ kg / cm}^2$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CAPITULO VI

MODELOS MATEMÁTICOS DE OPTIMIZACIÓN EN PERFORACIÓN

1. RESUMEN

La optimización de la perforación es el proceso mediante el cual se busca seleccionar las magnitudes de las variables de perforación controlables que minimicen el costo por unidad de distancia perforada en un pozo.

La definición anterior no implica, forzosamente, que se busque maximizar el ritmo de penetración de la barrea, RP, ya que a mayor velocidad de penetración, se tiene menor duración de la barrena, y por consiguiente, cambios frecuentes de la misma.

Las variables que intervienen en la perforación de un pozo, se dividen en dos grupos que a continuación se definen:

Todas las variables alterables intervienen en el proceso de optimización; lo cual hace difícil el planteamiento de una solución analítica para la optimización. Diversos investigadores han estudiado en el campo y en el laboratorio los efectos de diversos parámetros sobre el ritmo de penetración. Este trabajo hace un revisión sobre los modelos Bourgoyne & Young, Galle & Woods y Young.

ALTERABLES

Fluido de perforación

- Tipo de Fluido
- Contenido de Sólidos
- Viscosidad
- Densidad
- Cantidad de filtrado

Hidráulica

- Presión de Bombeo
- Velocidad en toberas
- Gasto
- Velocidad Anular

Tipo de Barrena

- Peso de Barrena
- Velocidad de Rotación
- Tiempo de viaje de la Barrena

INALTERABLES

- Condiciones climáticas
- Condiciones de equipo
- Gases corrosivos de pozo
- Temperatura de fondo
- Propiedades de la roca
- Tipo de formación
- Presión de formación

2. BOURGOYNE & YOUNG

El modelo propuesto está perfeccionado a través del análisis por regresión lineal múltiple de datos de perforación obtenidos de intervalos cortos y en el cual se incluyen los siguientes efectos:

- a) Resistencia de la formación.
- b) Profundidad de la formación.
- c) Compactación de la formación.
- d) Presión Diferencial.
- e) Diámetro y peso sobre la barrena.
- f) Velocidad de rotación.
- g) Desgaste de la barrena
- h) Hidráulica de la barrena

Se presentan además, los procedimientos para emplear este modelo en:

- a) Seleccionar el peso sobre barrena, velocidad de rotación y la hidráulica óptima.
- b) Calcular la presión de formación.

2.1. INTRODUCCIÓN

El personal encargado de la búsqueda de hidrocarburos ha determinado que el costo de los pozos se incrementa cuando son perforados en áreas de muy difícil acceso y en mayores profundidades. Un estudio realizado por Young y Tanner¹ han indicado un incremento de aproximadamente 7.5% por año en el costo promedio por metro perforado, por tal motivo, es necesario la aplicación de una tecnología basada en la optimización de tales operaciones lo que redundará en la reducción de los costos y proporcionará confianza en las operaciones de la perforación. Como se mencionó anteriormente, el objetivo de la perforación desde el punto de vista ingenieril, es el de perforar cada metro al costo más bajo posible reduciendo al mínimo los tiempos de perforación.



Con el objetivo visto; en el presente, se usa un modelo para la optimización del peso sobre barrena y velocidad de rotación, otro para la optimización del diámetro de las toberas en la hidráulica de la barrena y aún más para la detección de la presión de formación empleando datos de perforación, sin embargo, el modelo propuesto por Bourgoyne & Young ha tratado de:

- Combinar lo que es conocido acerca del proceso de perforación rotatoria en modelo único.
- Desarrollar ecuaciones para calcular: la presión de formación, peso sobre barrena, velocidad de rotación óptimos así como el diámetro de las toberas en la hidráulica de la barrena, las cuales sean coherentes con el modelo planteado.
- Dar un método para la "calibración" sistemática del modelo la cual consiste en obtener con datos de campo, los valores numéricos de las constantes del modelo, que garanticen su validez al menos en algún intervalo determinado.

Es necesario aclarar que la recopilación de grandes volúmenes de datos en campos en desarrollo en México, permitirá realizar un análisis más completo lo cual transformará el modelo propuesto, o bien, será necesario diseñar uno con características propias de dicha zona.

2.2. MODELO DE PERFORACIÓN

El modelo propuesto por Bourgoyne & Young es:

$$RP = \text{Exp} (a_1 + \sum_{j=2}^n a_j x_j) \quad (VI.1)$$

Donde: x_j representa los efectos de los parámetros que influyen en el ritmo de perforación, RP , y en el cual la $\text{Exp}(z)$ es usada para indicar la función exponencial. El modelo de perforación actúa en un tipo de formación dado acompañado por la calibración de las constantes a_1 a la a_n en la ecuación (VI.1). Debido a que la ecuación (VI.1.) es lineal, esas constantes pueden ser determinadas mediante el análisis por regresión lineal múltiple a través de datos de campo.

2.3. EFECTO DE LA RESISTENCIA DE LA FORMACIÓN

La constante a_1 primeramente representa el efecto de la resistencia de la formación sobre el ritmo de penetración la cual es inversamente proporcional al logaritmo natural del cuadro de la resistencia de perforabilidad discutido por Maurer. Maurer derivó una ecuación de ritmo de perforación basado en los mecanismos de formación de cráteres; es decir, esto tiene por fundamento que la perforación con barrena de conos tiene dos principios de operación:

- La formación de cráteres bajo los dientes de la barrena.
- Remover los cortes de los cráteres.

FALLA DE ORIGEN

Una vez que se entendieron dichos mecanismos, el autor definió lo dicho anteriormente en función de volúmenes del cráter para dar por resultado que tal volumen varía directamente con el cuadrado de la fuerza efectiva sobre el diente y además es inversamente proporcional al cuadro de la resistencia de perforabilidad de la formación.

La publicación anterior a este trabajo; la cual estuvo sujeta a correcciones, estableció que el efecto de la resistencia de la formación también se denomina como: la constante de perforabilidad de la formación. Dicha constante depende de varios parámetros como son: las propiedades de la roca, propiedades del lodo (por ejemplo: el contenido de sólidos); así como el diseño de la barrena; todos estos parámetros no han sido definidos matemáticamente, lo cual permite concluir que todos aquellos parámetros "que no han sido modelados matemáticamente" sean adjudicados a la constante de perforabilidad.

2.4. EFECTO DE COMPACTACIÓN

Los términos a_2 , x_2 y a_3 , x_3 representan el efecto de compactación sobre el ritmo de penetración el cual está definido por:

$$x_2 = 10,000 - 3.28 P \quad (VI.2)$$

Donde:

a_2 : Exponente de la tendencia normal de compactación.

P : Profundidad vertical, en metros.

De este modo, se supone una disminución de la exponencial en el ritmo de penetración con la profundidad considerando una formación normalmente compactada. El exponente de la tendencia normal de compactación fue señalado en los datos publicados por Murray (datos de microbarrena y de campo); así como por los datos de campo mostrados por Combs. (ver fig VI:1)

x_3 está definida por:

$$x_3 = 2.27 P^{0.68} (8.337 G_p - 9) \quad (VI.3)$$

Donde,

a_3 : Exponente de bajo compactación.

G_p : Gradiente de la presión de formación, en gr/cc.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

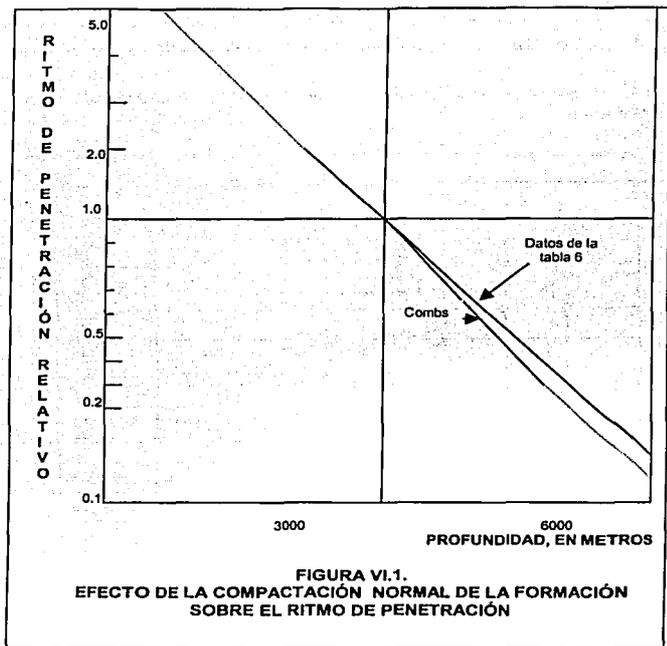


FIGURA VI.1.
EFFECTO DE LA COMPACTACIÓN NORMAL DE LA FORMACIÓN
SOBRE EL RITMO DE PENETRACIÓN

Se supone en la ecuación(VI.3) un incremento exponencial en el ritmo de penetración con el gradiente de la presión de formación. El exponente del efecto de bajo compactación en el ritmo de penetración está sugerido por la teoría de la compactación aunque todavía no ha sido verificada experimentalmente. Hay que aclarar que el efecto de la compactación sobre el ritmo de penetración, $e^{(a_2 x_2 + a_3 x_3)}$, ha sido normalizado para igualarse a uno en una formación normalmente compactada a 3,000 metros (10,000 pies).

2.5. EFECTO DE LA PRESIÓN DIFERENCIAL

El término $a_4 x_4$ representa el efecto de la presión diferencial presente entre la presión hidrostática debida al lodo y la presión de la formación las cuales actúan sobre el ritmo de penetración. x_4 está definida por:

$$x_4 = 27.352 P (G_p - DEC) \quad (VI.4)$$

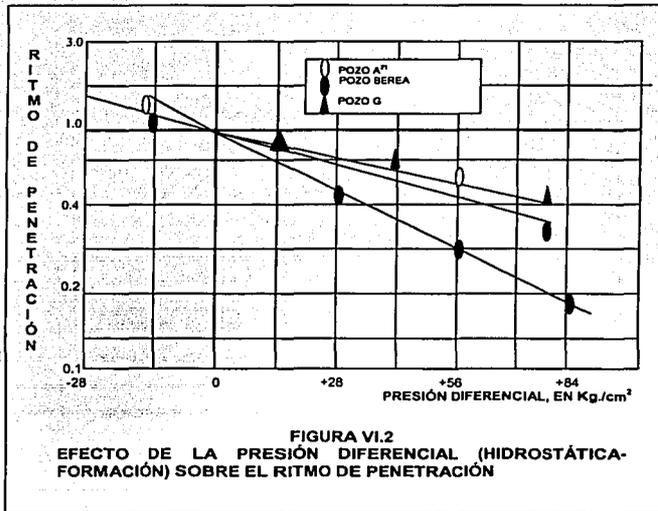
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Donde:

a_4 : Exponente de la presión diferencial

DEC : Densidad equivalente de circulación del lodo, en gr/cc.

Se supone una disminución exponencial en el ritmo de penetración con un exceso de presión en el fondo. (Ver figura VI.2)



A medida que los pozos se profundizan, los ritmos de perforación disminuyen; tal reducción es primeramente una función de la presión diferencial incrementada. Sobre la base de investigaciones de laboratorio, varios autores están de acuerdo que el ritmo de perforación disminuye si se incrementa la presión diferencial. Maurer condujo pruebas de volumen de cráter mientras se variaba las presiones de sobrecarga, hidrostática y de formación. Finalmente concluyó que el ritmo de perforación está influenciado por una combinación de la presión hidrostática y la diferencial e independiente de la presión de sobrecarga.

Garnier y Van Linghen señalaron que la presión diferencial afecta tanto la resistencia de la roca como la salida del corte explicando esto mediante una serie de fuerzas que tienen los cortes en el fondo del agujero y las cuales son de naturaleza estática y dinámica siendo una función de casi todos los parámetros de perforación conocidos.

Conclusiones al afecto de la presión diferencial.

- a) El ritmo de perforación está afectado en forma significativa por cambios en la presión diferencial.
- b) El ritmo de perforación se incrementa tanto como la presión de la formación es mayor que la columna del lodo.
- c) Observando el ritmo de perforación; un incremento en la presión de formación puede detectarla. Datos sobre el ritmo de perforación permiten evitar reventones y perforar cerca de las condiciones hidrostáticas balanceadas. Esto disminuye los e incrementa el ritmo de perforación.
- d) La sensibilidad del ritmo de perforación tanto a incrementos en la presión diferencial como a incrementos en el peso sobre barrena permite establecer una relación práctica en la detección de incrementos en la presión de formación a través del ritmo de perforación. Esto se puede realizar siempre y cuando se tenga suficiente peso sobre barrena para desarrollar totalmente la relación de ritmo – presión diferencial.
- e) No hay indicación que las presiones de sobrecarga y la hidrostática afecten el ritmo de perforación.

Vidrine y Benit también notaron una relación aparente entre el efecto de la presión diferencial y el peso sobre barrena; sin embargo, no se obtuvo una correlación aceptable como se menciona en el punto 4 y por tal motivo no se incluye en la ecuación (VI.4).

2.6. EFECTO DEL PESO SOBRE BARRENA DIAMETRO DE LA BARRENA

El término $a_5 x_5$ representa el efecto del peso sobre barrena y el diámetro de ésta en el ritmo de penetración. x_5 está definido por:

$$x_5 = \frac{\ln 5.595(P_{SB} - P_{SIB})}{(4.0 - 5.595 P_{SIB})} \quad (VI.5)$$

Donde:

- PSB : Peso sobre barrena, en ton/cm.
PISB : Peso inicial sobre barrena, en ton/cm
 a_5 : Exponente del peso sobre barrena.

De este modo, se supone que el ritmo de penetración es directamente proporcional al PSB^{a_5} , como lo indicaron varios autores. La teoría básica de estos autores es la de reconocer que el ritmo de perforación y el desgaste de la barrena son funciones del peso sobre barrena y la velocidad de rotación. De acuerdo con esto, permaneciendo constante la velocidad de rotación, condición de la barrena y el nivel de la hidráulica de la barrena; si el peso sobre barrena se incrementa, el ritmo de perforación también se incrementa hasta el momento en el cual la hidráulica de la barrena no sea la suficiente para remover los cortes generados; llamado embolamiento.

Es necesario establecer que el grado al cual disminuye el ritmo de perforación conforme la barrena se desgasta (ya sea en cuanto dientes o balero) depende de la naturaleza de la formación, del tipo de barrena y de las propiedades del fluido de perforación; por tal motivo, incrementos de peso generan un aumento en el desgaste de la barrena hasta el momento que se alcance el peso en el cual los dientes sean destruidos instantáneamente lo cual es tomado en cuenta por el modelo propuesto.

Hay que hacer notar que el término $e^{(a_5 x_5)}$ está normalizado para igualarse a uno para 0.715 toneladas por centímetro de diámetro de la barrena. El peso inicial sobre barrena, PISB, debe ser estimado con pruebas de ritmo de perforación (drill - off) (Ver apéndice E). Los valores reportados del exponente del peso sobre barrena es entre 0.6 a 2.0.

2.7. EFECTO DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN

El término $a_6 x_6$ representa el efecto de la velocidad de rotación sobre el ritmo de penetración. La función x_6 está definido por:

$$X_6 = \ln\left(\frac{VR}{100}\right) \quad (VI.6)$$

De acuerdo con esta expresión, se supone que el ritmo de penetración es directamente proporcional a la velocidad de rotación elevado a la a_6 como lo indicaron varios autores. La expresión $e^{(a_6 x_6)}$ está normalizada para igualarse a uno cuando la velocidad de rotación es de 100 rpm. Los valores reportados del rango del exponente de la velocidad de rotación es de 0.4 para formaciones duras a 0.9 para formaciones suaves.

2.8. EFECTO DEL DESGASTE DEL DIENTE

El término $a_7 x_7$ representa el efecto del diente sobre el ritmo de penetración y cuya función es:

$$x_7 = -h \quad (VI.7)$$

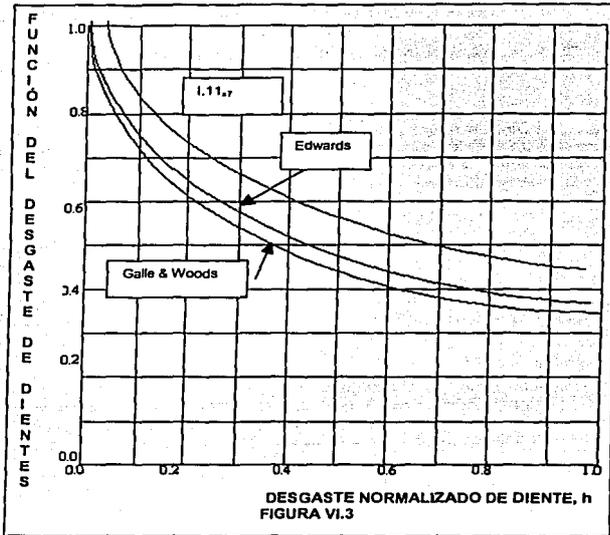
Donde:

H: Altura fraccional del diente gastado.

Autores previos han usado expresiones más complejas para modelar el desgaste del diente; sin embargo, esas expresiones no fueron ajustadas mediante el procedimiento de análisis por regresión múltiple la cual permite evaluar el exponente del desgaste del diente, a_7 , a través de datos de



campo. La figura (VI.3) muestra una comparación típica de las relaciones publicadas previamente y la función $e^{\alpha_7 x_7}$.



El valor del exponente depende primeramente del tipo de barrena y en menor grado del tipo de formación, sin embargo, cuando son usadas las barrenas con insertos de carburo, el ritmo de penetración no varía de manera significativa con el desgaste del diente. En tal caso, el exponente de desgaste de diente, α_7 , se supone que sea cero dando por resultado que la función del desgaste del diente es uno; o bien, cuando h es cero.

2.9. EFECTO DE LA HIDRAULICA DE LA BARRENA

El término $\alpha_8 x_8$ representa el efecto de la hidráulica de la barrena sobre el ritmo de perforación. α_8 está determinada por:

$$X_8 = \frac{\ln DG}{68.559 dt Va} \quad (VI.8)$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Donde:

- D : Densidad del Lodo, en gr/cc.
- G : Gasto, en l/min.
- Va : Viscosidad aparente, en cp.
- Dt : Diámetro de las toberas de la barrena, en cm.

Esta expresión está basada en experimentos de microbarrena desarrollados por Eckel¹³. Eckel encontró que el ritmo de penetración es proporcional al número de Reynolds ($D Q / Va dt$) elevado a la 0.5 potencia. Debido a que la viscosidad aparente a 10,000 seg.⁻¹ no es medida rutinariamente; por tal motivo, en la ecuación (VI.9) la viscosidad aparente debe calcularse usando la siguiente ecuación:

$$Va = \frac{VP + PC}{20} \quad (VI.9)$$

Las pruebas reportadas por Eckel fueron realizadas permaneciendo constante el peso sobre barrena y la velocidad de rotación y variando las propiedades del lodo, el gato y el diámetro de las toberas dando por resultados los siguientes puntos:

- a) El ritmo de penetración bajo un sistema bajo el cual permanecen constantes tanto el gasto como la velocidad en la tobera; se ha observado que el ritmo de penetración es función de la viscosidad cinemática del fluido de perforación medido en la tobera.
- b) El efecto combinado de las propiedades del fluido y de la hidráulica sobre el ritmo de penetración en pruebas de microbarrena, es una función del número de Reynolds.
- c) Para la misma viscosidad cinemática; el ritmo de penetración es independiente del contenido de sólidos y de la pérdida de fluidos; sin embargo la perforabilidad de la roca es afectada fuertemente por la presión diferencial. El efecto de sólidos y de filtración durante las pruebas dio lugar a la conclusión que el ritmo de perforación no se controla con el fluido perdido en formación de baja permeabilidad. La selección del tipo de lodo a emplearse – según Eckel – debe hacerse sobre la base de la viscosidad cinemática.

2.10. MODELO DE DESGASTE DE BARRENA

En adición al modelo del ritmo de penetración; se vió la necesidad de usar una ecuación que nos permita estimar la condición de la barrena a cualquier tiempo. De acuerdo con esto la condición de la barrena puede ser estimada desde 2 puntos de vista:

- a) Desgaste del diente como límite de la vida de la barrena.
- b) Desgaste del balero como límite de la vida de la barrena.



Desgaste del Diente

$$\frac{dh}{dt} = \frac{H_3}{TH} \left(\frac{V_r}{100} \right)^{H_1} \cdot \left(\frac{5.595 PMSB - 4}{5.595 (PMSB - PSB)} \right) \cdot \left(\frac{1 + H_2}{1 + H_2 h} \right) \quad (VI.10)$$

Donde:

H_1, H_2 y H_3 : Constantes del tipo de Barrena (Tabla VI.1)

PMSB: Peso máximo sobre barrena, en ton/cm. (Tabla VI.1 Y VI.2)

h: Altura fraccional del diente gastado.

TH: Constante de abrasión, que es función de las propiedades del fluido de perforación, del tipo de barrena y de la formación. (Para ejemplo de cálculo ver Apéndice D)

Desgaste del Balero

El desgaste del balero fue estimado haciendo uso de la siguiente expresión:

$$\frac{dB}{dt} = \frac{1}{TB} \frac{V_r}{100} \frac{PSB^b}{0.7148} \quad (VI.11)$$

Donde:

- b : Constante que depende del tipo de balero y del lodo. (Tabla VI.3)
- TB : Constante del balero, la cual es calculada en función del desgaste de la barrena.
- B : Desgaste normalizado del balero.
- PSB : Peso sobre barrena, en ton/cm.

Nótese que la ecuación 10 está normalizada para que el factor de abrasión TH, sea numéricamente igual a las horas de vida del diente de la barrena si fuese operada a condiciones estándar y una barrena de clase 1. Estas "condiciones estándar" son: un peso sobre barrena de 0.7148 ton/cm y una velocidad de rotación de 100 rpm.

Del mismo modo, la ecuación (VI.11) está normalizada para que la constante del balero, TB, sea numéricamente igual a las horas de vida del balero que resultará si la barrena fuese operada a condiciones estándar. De esta manera; normalizando las ecuaciones de desgaste de la barrena, el personal de campo puede atacar una medición física de las constantes de desgaste de la barrena.

Estes Ha señalado que el ritmo de desgaste de la barrena será excesivo si se emplea un gran peso sobre la barrena. Según Estes, los máximos pesos sobre barrena están mostrados en la tabla (VI.2)

los cuales están basados en la capacidad del balero para barrenas de dientes maquinados y sobre la estructura de corte de la barrenas de insertos.

Es necesario recordar que una barrena puede ser construida con cualquiera de los 4 tipos de ensambles de baleros:

1. No sellado o estándar
2. Sellado

| | |
|---|---|
| { | - Sistema rodillos – balines - fricción |
| { | - Sistema de fricción |

Según Estes, la clase 1 a 4 (tabla VI.2) son barrenas de dientes maquinados y de la clase 5 a 9 son insertos de carburo de tungsteno.

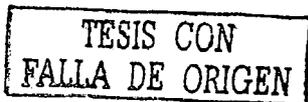
La clase 5 y 6 están diseñados para perforar formaciones abrasivas que han sido previamente perforadas por la clase 1 y 2. Aunque la clase 5 y 6 permanecerá en el fondo un mayor tiempo que la clase 1 y 2 costará 5 veces más así que para escoger el tipo de barrena a emplear dependerá de la economía de la barrena. En cuanto a las características de diseño, las barrenas de formación suave tienen menor cantidad de dientes pero son más largos que las barrenas para formación dura. La clase 1 está diseñada para cavar en lugar de triturar, los conos están compensados y el diente está hecho en forma aguda con materiales duros en su superficie

Si es aplicado el peso necesario, el diente se desgastará lo que causará que la barrena se retarde progresivamente a medida que se perfora. Las barrenas de formación media, clase 2-1 y 2-2 son de carado duro mientras que la clase 2-3 no lo es; a si no se le puede aplicar el peso necesario para causar su acción de desquebrajamiento, debe de usarse una barrena de formación más suave.

Las barrenas para formación más dura tienen un diente más corto, con una mayor capacidad de balero, una mayor cantidad de dientes y ningún cono compensado. Esto implica una mayor cantidad de acero para resistir el desgaste pero también requiere más peso para efectuar una acción de trituramiento.

Se ha visto, que la vida del balero está relacionado de manera cualitativa a la clase de la barrena ya que resulta que los números de clase mayor tienen una mayor capacidad que los de clase menor; así mismo, el modelo de Bourgoyne y Young hace uso del peso máximo de diseño sobre barrena como límite superior de trabajo, ya que, arriba del cual se rompería instantáneamente la barrena. Dicho peso depende del tipo de barrena y de su tamaño.

Estos máximos pesos no deberán excederse si se desea tener una vida económica de la barrena ya que en caso contrario se estima que la vida de tal barrena sería de menos de 6 horas.



La tabla (VI.1) muestra los pesos máximos para las diferentes clase de barrenas recalándose que para barrenas de baleros sellados son del 8 al 10% más bajos y para barrenas de baleros journal son del 10 al 12% más altos; además se ha visto que los pesos óptimos son generalmente del 20 al 30% menores que los pesos máximos.

La capacidad del balero para barrenas de insertos es mayor que el aguate de su estructura de corte, de tal manera, que los pesos máximos para barrenas de insertos son aquellos pesos en los cuales el 80% o más de sus insertos sean enterrados; sin embargo, si se exceden esos pesos, las barrenas estarán corriendo en los cascos de los conos.

Después de haber dado un bosquejo de los máximos pesos sobre barrena según Estes, es necesario recalcar los siguientes puntos de vista:

- Úsese la barrena para formación más suave la cual dará una corrida más económica.
- Si el peso sobre barrena es limitado, úsese la barrena de formación más suave.
- Si la formación no responde al peso sobre barrena, úsese las condiciones de operación de la barrena más suave.

2.11. TABLAS

TABLA VI. 1

| Clase de la barrena | H ₁ | H ₂ | H ₃ | Peso Máximo sobre Barrena, ton/cm |
|---------------------|----------------|----------------|----------------|-----------------------------------|
| 1-1 a 1-2 | 1.90 | 7 | 1.00 | 1250 |
| 1-3 a 1-4 | 1.84 | 6 | 0.80 | 1.429 |
| 2-1 a 2-2 | 1.80 | 5 | 0.60 | 1.519 |
| 2-3 | 1.76 | 4 | 0.48 | 1.609 |
| 3-1 | 1.70 | 3 | 0.36 | 1.787 |
| 3-2 | 1.65 | 2 | 0.26 | 1.787 |
| 3-3 | 1.60 | 2 | 0.20 | 1.787 |
| 4-1 | 1.50 | 2 | 0.18 | 1.787 |
| insertos | 1.50 | 1 | 0.02 | Ver tabla 3 |

VALORES RECOMENDADOS DE LAS CONSTANTES DE LA BARRENA Y DEL PESO MÁXIMO SOBRE BARRENA

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TABLA VI.2

CLASE DE BARRENA - SUBCLASE

| Diámetro cm | Barrena (plug) | 1-1 | 1-2 | 1-3 | 1-4 | 2-1 2-2 | 2-3 | 3 | 4 |
|----------------|-------------------|-------|-------|-------|-------|------------|-------|-------|-------|
| 15.558 | 6.125 | - | 1.001 | 1.072 | 1.180 | 1.233 | - | 1.412 | - |
| 17.145 | 6.750 | - | 1.019 | 1.090 | 1.80 | 1.269 | 1.287 | 1.519 | - |
| 20.003 | 7.875 | 1.072 | 1.108 | 1.180 | 1.251 | 1.341 | 1.358 | 1.555 | 10680 |
| 22.225 | 8.750 | 1.108 | 1.162 | 1.215 | 1.287 | 1.349 | 1.430 | 1.698 | 1.787 |
| 25.083 | 9.875 | 1.162 | 1.198 | 1.269 | 1.251 | 1.358 | 1.376 | 1.591 | - |
| 26.988 | 10.625 | - | 1.144 | - | 1.251 | - | - | 1.573 | - |
| 31.115 | 12.250 | 1.055 | 1.090 | 1.144 | 1.198 | 1.305 | 1.323 | 1.519 | - |
| 37.450 | 14.750 | - | 0.947 | - | 1.037 | - | 1.126 | 1.323 | - |
| 38.000 | 15.000 | - | 0.947 | - | 1.037 | - | 1.126 | 1.323 | - |
| 44.450 | 17.500 | - | 0.894 | - | 1.019 | - | - | 1.251 | - |

BARRENAS DE INSERTOS

| Diámetro de (cm) | Barren a (pulg.) | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|------------------------|------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 17.145 | 6.750 | - | - | - | - | - |
| 20.003 | 7.875 | 0.554 | 0.786 | 0.804 | 0.929 | 0.715 |
| 22.225 | 8.750 | 0.626 | 0.804 | 0.894 | 1.019 | 0.804 |
| 25.083 | 9.875 | 0.661 | 0.912 | 0.929 | 1.037 | 0.804 |
| 26.988 | 10.625 | 0.643 | 0.912 | 0.912 | 1.055 | 0.822 |
| 31.115 | 12.250 | 0.626 | 0.894 | 0.894 | 1.037 | 0.804 |
| 37.450 | 14.750 | 0.626 | 0.876 | 0.876 | 1.001 | 0.786 |
| 38.000 | 15.000 | 0.608 | 0.840 | 0.858 | 0.965 | 0.769 |
| 44.450 | 17.500 | 0.608 | 0.840 | 0.858 | 0.965 | 0.769 |
| 17.145 | 6.750 | 0.536 | 0.751 | 0.751 | 0.858 | 0.679 |

PESO MÁXIMO DE DISEÑO SOBRE BARRENA EN TON/CM

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TABLA VI.3

| Topo de balero | Fluido de perforación | b |
|----------------|-----------------------|------|
| | Lodo con barita | 1.00 |
| | Lodo sulfanatado | 0.25 |
| No ellado | Agua | 1.90 |
| | Lodo arcilloso | 1.90 |
| | Lodo base aceite | 2.55 |
| sellado | | 2.80 |

VALORES RECOMENDADOS DEL PARÁMETRO DEL DESGASTE DEL BALERO

TABLA VI.4

| numero de parámetros | mínimo numero de puntos |
|----------------------|-------------------------|
| 8 | 30 |
| 7 | 25 |
| 6 | 20 |
| 5 | 15 |
| 4 | 10 |
| 3 | 7 |
| 2 | 4 |

MÍNIMO NUMERO DE PUNTOS REQUERIDOS PARA EL ANÁLISIS DE REGRESIÓN.

TABLA VI.5

| FUNCIÓN | RANGO MÍNIMO* |
|---------|---------------|
| X_2 | 2000 |
| X_3 | 15000 |
| X_4 | 15000 |
| X_5 | 0.40 |
| X_6 | 0.50 |
| X_7 | 0.20 |
| X_8 | 0.50 |

RANGO MÍNIMO RECOMENDADO DE LAS FUNCIONES (f_2 O f_8) PARA INCLUIRSE EN LA REGRESIÓN.

*VALOR MÁXIMO OBSERVADO MENOS EL VALOR MÍNIMO OBSERVADO.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

TABLA VI.6

| CONDICIÓN No. | PROFUNDIDAD. | BARRENA No. | RITMO DE PERFORACIÓN (m/h) | PSB Ton/cm | VEL. DE ROTACIÓN (rpm) | DESGASTE DE DIENTE | FUNCIÓN DEL No. DE REYNOLDS | DEC gr/cc | GRADIENTE DE PRESIÓN DE FORMACIÓN |
|---------------|--------------|-------------|----------------------------|------------|------------------------|--------------------|-----------------------------|-----------|-----------------------------------|
| 1 | 2900.2 | 7 | 7.01 | 0.4611 | 113 | 0.77 | 0.964 | 1.14 | 1.08 |
| 2 | 2996.2 | 8 | 6.7 | 0.2056 | 126 | 0.38 | 0.964 | 1.14 | 1.08 |
| 3 | 3087.6 | 9 | 4.3 | 0.1448 | 129 | 0.74 | 0.827 | 1.15 | 1.08 |
| 4 | 3124.2 | 11 | 3.0 | 0.1698 | 87 | 0.15 | 0.976 | 1.16 | 1.08 |
| 5 | 3166.9 | 12 | 4.9 | 0.1823 | 78 | 0.24 | 0.984 | 1.16 | 1.08 |
| 6 | 3200.4 | | 5.8 | 0.3021 | 81 | 0.61 | 0.984 | 1.16 | 1.08 |
| 7 | 3223.3 | | 3.9 | 0.2788 | 81 | 0.73 | 0.984 | 1.16 | 1.09 |
| 8 | 3304.0 | 13 | 5.1 | 0.2913 | 67 | 0.38 | 0.932 | 1.16 | 1.1 |
| 9 | 3340.6 | | 4.8 | 0.3271 | 65 | 0.57 | 0.878 | 1.18 | 1.12 |
| 10 | 3371.1 | | 4.8 | 0.3628 | 69 | 0.72 | 0.878 | 1.18 | 1.13 |
| 11 | 3497.6 | 15 | 4.2 | 0.3021 | 77 | 0.20 | 0.887 | 1.18 | 1.14 |
| 12 | 3589.0 | 18 | 4.1 | 0.4129 | 58 | 0.12 | 0.852 | 1.24 | 1.14 |
| 13 | 3639.3 | 21 | 1.9 | 0.4039 | 67 | 0.20 | 0.976 | 1.42 | 1.21 |
| 14 | 3678.9 | 22 | 2.9 | 0.3700 | 84 | 0.08 | 0.994 | 1.88 | 1.49 |
| 15 | 3753.6 | | 4.7 | 0.5559 | 69 | 0.40 | 1.185 | 1.96 | 1.56 |

EJEMPLOS DE DATOS PARA EL ANÁLISIS DE REGRESIÓN LINEAL MÚLTIPLE

3. MODELO DE GALLE & WOODS

En 1960 Galle & Woods publicaron su primer trabajo en donde se define la forma de su modelo que propone el cálculo de un sistema de perforación en el cual el peso sobre la barrena y la velocidad de rotación varían gradualmente durante la vida de la barrena. En 1963 publican su segundo artículo en el que propone el cálculo de la mejor combinación de peso sobre barrena y velocidad de rotación para obtener el mínimo costo de perforación cuando se emplean barrenas tricónicas.

Los procedimientos de este método se utilizan para determinar:

- La mejor combinación de peso sobre la barrena y velocidad de rotación.
- El mejor peso sobre la barrena para cualquier velocidad de rotación.
- La mejor velocidad de rotación para cualquier peso sobre la barrena.

El primer punto tendrá aplicación en donde la flexibilidad del equipo permita el manejo de cualquier peso sobre la barrena o velocidad de rotación, el segundo punto donde se tenga limitaciones del equipo o problemas de vibración que restringen el uso de algunas velocidades de rotación y por último el tercer punto donde las condiciones del agujero o el número limitado de las barrenas dictan el máximo peso que puede emplearse.

Cuando se perforan formaciones suaves, las barrenas con poco desgaste del diente se sacan debido a fallas en los cojinetes. En tales casos, el peso sobre la barrena y la velocidad de rotación no variarían mucho para este procedimiento. Ya que se está empleando un verdadero proceso de optimización cuando el desgaste del diente es muy poco, es posible que sea más conveniente utilizar un proceso sobre barrena y velocidad de rotación constante en este tipo de formación.

Para encontrar el peso sobre barrena y velocidad de rotación que resulten en una corrida de barrena más económica, es necesario conocer.

- La relación entre el ritmo de penetración y los factores que afectan.
- La relación entre el ritmo de desgaste de la estructura de corte de la barrena y los factores que lo afectan.
- La relación entre el ritmo de desgaste de los cojinetes y los factores que lo afectan.

La acción de corte de una barrena es bastante complicada, por lo que es difícil obtener relaciones exactas para los tres puntos antes señalados, sin embargo se han desarrollado fórmulas empíricas a partir de pruebas de campo y estudios de laboratorio.

A continuación se presentan las ecuaciones de ritmo de penetración y del desgaste en dientes y baleros que utiliza este modelo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.1. ECUACIÓN DE RITMO DE PENETRACIÓN

A partir de la experiencia en el campo. Se sabe que el ritmo de penetración se encuentra afectado por el peso sobre barrena, velocidad de rotación, desgaste del diente, fluido de perforación, hidráulica de la barrena y del tipo de formación.

Resultaría demasiado costoso el correr la barrena varias veces durante su vida útil para determinar el desgaste que sufre el diente. Debido a esto, los resultados de laboratorio se usaron y modificaron para estar de acuerdo con la experiencia de campo.

Así la ecuación del ritmo de penetración de este modelo es:

$$\frac{df}{dt} = C_f \left(\frac{W^K R}{a^P} \right) \quad (VI.12)$$

donde :

- dF / dt : ritmo de penetración
- W : peso sobre la barrena.
- C_f : parámetro de perforabilidad.
- K : exponente del peso sobre barrena.
- R : función de la velocidad de rotación.
- A : función de desgaste de diente.
- P : exponente del valor de la función a.

En la ecuación anterior el valor de la función r es igual a la velocidad de rotación a una potencia fraccional y es una función de la velocidad de rotación. Esto se expresa mediante:

$$r = e^{(-100 / N2)} \cdot N^{(0.428)} + 0.2N [1 - e^{(-100 / N2)}] \quad (VI.13)$$

Para formaciones duras

$$r = e^{(-100 / N2)} \cdot N^{(0.75)} + 0.5N [1 - e^{(-100 / N2)}] \quad (VI.14)$$

Para formaciones suaves

100

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TABLA VI.7

| Formaciones | K |
|-------------|------|
| Suave | 0.95 |
| Media | 1.0 |
| Dura | 0.05 |

PARA EL VALOR DE K A DIFERENTES FORMACIONES

El valor del exponente de la función que expresa el desgaste del diente estará en función del tipo de dientes que tenga la barrena.

- p = 1.0 Dientes de cresta plana
- p = 0.5 Dientes autoafilables
- p = 0 Dientes sin desgastes o insertos

El exponente p se toma como cero cuando los dientes no han sufrido desgastes o cuando se tienen insertos de carburo de tungsteno.

Otro parámetro importante involucrado en esta ecuación, es el valor de la función a que representa el desgaste del diente y se puede expresar matemáticamente así:

$$a = 0.928125D^2 + 6D + 1 \quad (\text{VI.15})$$

Donde:

D : es la fracción gastada del diente en octavos

De esta forma el ritmo de penetración se incrementa con la perforabilidad, peso sobre la barrena y velocidad de rotación y se decrementa con el desgaste del diente.

En la ecuación del ritmo de penetración los efectos del tipo de barrena, hidráulica, fluido de perforación y tipo de formación, se incluyen en la constante de perforabilidad C_r .

3.2. Ecuación de ritmo de desgaste del diente

El ritmo de desgaste del diente se encuentra afectado por el peso sobre la barrena, velocidad de rotación y desafilamiento de la barrena. Es difícil determinar el ritmo de desgaste del diente bajo condiciones de laboratorio, debido a que los dientes de diferentes hileras no se gastan al mismo tiempo. Por lo tanto deben hacerse medidas extremadamente exactas de la altura del diente por

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Intervalos para poder obtener valores consistentes del desgaste. Las roturas de los dientes causan complicaciones adicionales.

Sin embargo, los resultados de laboratorio se modificaron para que estuvieran de acuerdo con el rendimiento de la barrena en el campo. El resultado es la siguiente ecuación empírica:

$$\frac{dD}{dt} = \frac{i}{A_f m} \quad (VI.16)$$

Donde:

- dD / dt : ritmo de desgaste de diente
- i : función de la velocidad de rotación
- a : función del desgaste del diente
- m : función del peso sobre barrena
- A_f : parámetro de abrasividad de la formación.

En la ecuación anterior i y m son funciones que relacionan la velocidad de rotación y el peso sobre la barrena con el ritmo de desgaste del diente, estos valores puede calcularse de la siguiente forma:

$$i = N + 4.348 \cdot 10^{-5} N^3 \quad (VI.17)$$

$$m = 1359.1 - 714.19 \log_{10} W^* \quad (VI.18)$$

3.3. ECUACIÓN DE DESGASTE DEL BALERO

La vida del balero depende de la capacidad del balero de la barrena, peso sobre la barrena, velocidad de rotación y del tipo de fluido de perforación que opera. La ecuación que gobierna la vida del balero es:

$$B = \frac{SL}{N} \quad (VI.19)$$

Donde:

- B : vida del balero de la barrena.
- S : parámetro del fluido de perforación
- L : función tabulada de W
- N : velocidad de rotación.

La función L se decrementa con el incremento del peso, como puede observarse en la ecuación:

$$L = \frac{20,457}{(1 + 0.03W)^{3.23}} \quad (VI.20)$$

La ecuación de vida del cojinete se aplica sólo si el peso sobre barrena y la velocidad de rotación son constantes durante el tiempo t.

$$B_x = \frac{t}{B} = \frac{tN}{SL} \quad (VI.21)$$

Esto se aplica sólo si el peso sobre la barrena y la velocidad de rotación son constantes durante el tiempo t.

Si el peso de la barrena y la velocidad de rotación varían, entonces se tiene:

$$\frac{dB}{dt} = \frac{N}{SL} \quad (VI.22)$$

3.4. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE PERFORACIÓN

Para efectuar el cálculo de las constantes de la formación (A_f y C_f) y la constante del balero B_f , es necesario tener la siguiente información.

- Tamaño y tipo de barrena.
- Costo por hora del equipo costo de la barrena.
- Tiempo de viaje.
- Profundidad.
- Tipo de formación.
- Intervalo perforado.
- Tiempo de rotación.
- Peso sobre la barrena.
- Velocidad de rotación.
- Condiciones de desgaste del diente.
- Condición de desgaste del balero.

A partir de los datos de operación de una corrida de barrena de un intervalo similar es posible determinar los parámetros A_f , C_f y D_f .

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

3.5. ABRASIVIDAD DE LA FORMACIÓN (A_f)

El primer paso necesario es que todas las funciones del peso sobre barrena se normalicen a una barrena de 7 7/8 de diámetro, mediante:

$$W^* = \frac{7.875W}{D_b} \quad (VI.23)$$

$$m^* = \frac{m}{7.1419} \quad (VI.24)$$

Donde es D_b el diámetro de la barrena o del agujero.

A partir de la ecuación de desgaste del diente se sustituye el valor normalizado de m (m^*), resultando la siguiente ecuación:

$$\frac{dD}{dt} = \frac{i}{714.19A_f m^*} \quad (VI.25)$$

Integrando la ecuación anterior:

$$T = \frac{A_f m^*}{i} 714.19 \int_0^D adD \quad (VI.26)$$

Introduciendo un valor U para representar a la integral de la función a :

$$T = 714.19 \int_0^d adD \quad (VI.27)$$

Finalmente sustituyendo el valor de la función a (ecuación 1.4) en la ecuación anterior e integrando para obtener el valor de U en función del desgaste del diente

$$U = 220.952531D^3 + 2142.57D^2 + 714.19D \quad (VI.28)$$

Por lo que la ecuación del tiempo de rotación t_r a partir del desgaste en el diente queda :

$$T_r = \frac{A_f m^* U}{i} \quad (VI.29)$$

PERFORABILIDAD DE LA FORMACIÓN (D_f)

A partir de la ecuación de la ecuación del ritmo de penetración tenemos:

$$dF = C_f \left(\frac{W_r K_r}{a^p} \right) dT_r \quad (VI.30)$$

Pero además de la ecuación de desgaste del diente despejamos el valor de dT_r .

$$dT_r = \frac{A_f m a}{i} dD \quad (VI.31)$$

Sustituyendo la ecuación (2.9) en la (2.8) :

$$dF = \frac{C_f A_f W_r K_r a}{i a^p} dD \quad (VI.32)$$

Ahora sustituiremos los valores de las funciones normalizadas (W^* y m^*):

$$dF = \frac{C_f A_f W_r^{k_r}}{i} 714.19 \frac{a}{a^p} dD \quad (VI.33)$$

integrando la ecuación anterior y definiendo una nueva variable Z nos permite conocer el intervalo perforado F:

$$F = \frac{D_f m^* W_r^{k_r} Z}{i} \quad (VI.34)$$

donde:

$$Z = 714.19 \int_0^D \frac{a}{a^p} \quad (VI.35)$$

$$D_F = A_f C_f \quad (VI.36)$$

La función Z relaciona el desgaste y el tipo de diente que tiene la barrena, además variara cuando el valor de p cambia.

Cuando $p = 1$, Z se reduce a:

$$Z = 714.19 D_0 \quad (VI.37)$$



Si $p = 0.5$, Z se reduce a:

$$Z = 714.19[A - 4.513744 \ln B + 7.728405] \quad (VI.38)$$

Donde:

$$A = \frac{1.8525D_d + 6}{3.7125} \left(0.928125D_d^2 + 6D_d + 1 \right)^{0.5} \quad (VI.39)$$

$$B = 2(0.861416D_d^3 + 5.56875D_d + 0.928125)^{0.5} + 0.85625D_d + 6 \quad (VI.40)$$

Finalmente si $p = 0$, Z se reduce a:

$$Z = U = 220.952531D_d^3 + 2142.57D_d^2 + 714.19 D_d \quad (VI.41)$$

Calculando el parámetro de perforabilidad de la formación D_f :

$$D_f = \frac{F_i}{m \cdot W^{0.8} \cdot r_z} \quad (VI.42)$$

3.6. CONSTANTE DEL DESGASTE DEL BALERO(S)

Partiendo de la ecuación de ritmo de desgaste del balero

$$\frac{dB_x}{dt} = \frac{N}{SL} \quad (VI.43)$$

Integrando esta ecuación a partir del desgaste del balero nos queda:

$$T_r = \frac{SLB_f}{N} \quad (VI.44)$$

Despejando el valor de S para conocer el factor del desgaste del balero:

$$S = \frac{T_r N}{B_f} \quad (VI.45)$$

3.7. MÉTODO PARA DETERMINAR EL COSTO MÍNIMO DE PERFORACIÓN

La solución para las ecuaciones fundamentales (VI.12, VI.16 y VI.22) que representan el ritmo de penetración y los ritmos de desgaste en dientes y baleros, se obtuvo mediante la integración de ellas.

Así tenemos tres ecuaciones derivadas de las principales ecuaciones de este modelo:

Intervalo perforado.

$$F = \frac{D_f m^3 W^k r Z}{i} \quad (\text{VI.46})$$

Tiempo de rotación:

$$T_r = \frac{A_f m^3 U}{i} \quad (\text{VI.47})$$

$$T_r = \frac{SLB_f F}{N} \quad (\text{VI.48})$$

3.8. INTERRELACIÓN ENTRE EL DESGASTE EN EL DIENTE Y EL BALERO (D Y B_f)

El objetivo de esta interrelación entre el desgaste que sufre el diente (D) y el desgaste que sufre el balero B_f es el encontrar que factor limitara la vida de la barrena, para optimizar las condiciones de operación a que estará sujeta.

Iguando las ecuaciones de (VI.47) y (VI.48)

$$\frac{A_f m^3 U}{i} = \frac{SLB_f F}{N}$$

Despejando el valor de U obtenemos:

$$U = \frac{SLB_f F i}{A_f m^3 N} \quad (\text{VI.49})$$

Para determinar que factor limita la corrida de la barrena, efectuamos los siguientes dos pasos principales:

- Primero suponemos que el diente se desgasta totalmente, esto es consideramos que D vale 1.
- Calculamos el valor de la función de este desgaste del diente (U) sustituyéndolo en la ecuación.

$$U = 220.952531 (13) + 2142.57(12) + 714.19(1)$$

$$U = 3077.713$$

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

Por lo tanto dependiendo de este valor se determina quien limita la vida útil de la barrena, mediante:

Si $U < 3078$ El balero limita la vida de la barrena

Si $U > 3078$ El diente limita la vida de la barrena

3.9. PROCEDIMIENTO DE CALCULO

Método para determinar el costo mínimo de perforación

La solución para las ecuaciones que representan el ritmo de penetración y los ritmos de desgaste de los dientes y baleros, se obtuvo mediante la integración de ellas.

Así tenemos tres ecuaciones derivadas de las principales ecuaciones de este modelo:

Ecuación de ritmo de penetración

$$F = \frac{D_f m^* W^k r_z}{I}$$

Tiempo de rotación en función del diente:

$$T_r = \frac{A_f m^* U}{j}$$

Tiempo de rotación en función del balero:

$$T_r = \frac{SLB_f}{N}$$

EL DIENTE LIMITA LA VIDA DE LA BARRENA

1.- Tomar el valor del desgaste del diente como 1 y respectivamente utilizar la siguiente fórmula

$$U = 220.952531D_d^3 + 2142.57D_d^2 + 714.19D_d$$

Con el valor de 1 sustituido en la formula nos dará $U = 3078$



2.- Calcular la vida de la barrena (tiempo de rotación) mediante el empleo de la ecuación:

$$T_r = \frac{A_f m^* U}{I}$$

Primero calcularemos I que es función de la relación de velocidad de rotación con la siguiente fórmula:

$$I = N + 4.348 \cdot 10^{-5} N^3$$

Ahora calcularemos m la cual es función del peso sobre barrena a su vez esta relacionado con el peso normalizado y se calcula con la siguiente fórmula:

$$m = 1359.1 - 714.19 \log_{10} W^*$$

Después de esto debemos calcular a m* que es el normalizado con la siguiente fórmula.

$$m^* = \frac{m}{714.19}$$

Ya con los datos obtenidos podemos calcular el valor de A_f que es el parámetro abrasividad de la formación:

$$A_f = \frac{T_{f i}}{m^* U}$$

T_f es el valor de del tiempo final del intervalo anterior o de algún pozo vecino.

Nota: el valor de la abrasividad puede ser calculado o puede ser dato del intervalo anterior o de pozos vecinos.

Ya obtenidos los datos anteriores podemos calcular la vida de la barrena con la ecuación (1).

3.- Ya obtenido el tiempo de rotación obtendremos el desgaste del balero con la siguiente fórmula:

$$B_f = \frac{T_r N}{SL}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Donde:

T, es el tiempo de rotación .

N la velocidad de rotación.

S es el parámetro de fluido de perforación.

L función que depende del peso normalizado.

Primero calculamos a L con la siguiente fórmula

$$L = \frac{20,457}{(1 + 0.03W)^{3.23}}$$

Después calculamos el parámetro del fluido de perforación con la siguiente fórmula:

$$S = \frac{T_r N}{B_r}$$

Donde:

B_r es la fracción final de la vida gastada del balero.

Ya obtenido los valores anteriores se calcula el desgaste del balero con la ecuación (2).

4. - Calcularemos el valor del intervalo perforado (F) con el empleo de la ecuación:

$$F = \frac{D_r m^k W^k r Z}{i}$$

donde:

D_r : Desafilamiento final del diente de la barrena.

K : Exponente de peso para la velocidad de rotación.

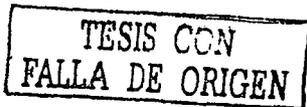
r : Función de la velocidad de rotación

Z : Función relacionada con el desgaste y el tipo de diente.

Primero calculamos el valor de r con las siguientes formulas:

$$r = e^{(-100 / N2)^{0.428}} + 0.2N [1 - e^{(-100 / N2)}]$$

Para formaciones suaves



$$r = e^{(-100 / N2)} \cdot N^{(0.75)} + 0.5N [1 - e^{(-100 / N2)}]$$

Para formaciones duras.

Ahora calcularemos el parámetro de la perforabilidad de la formación con la siguiente ecuación:

$$C_f = \frac{F_f l}{A_f r W m^3 V}$$

Donde:

F_f : es la distancia final perforada por la barrena.

V : es un dato de acuerdo al desgaste del diente.

Después obtenemos a D_f con ayuda de la siguiente ecuación:

$$D_f = A_f C_f$$

Ahora bien el valor de K dependerá del tipo de formación aquí se muestra una tabla de los valores de K :

| Formaciones | K |
|-------------|------|
| Suave | 0.95 |
| Media | 1.0 |
| Dura | 0.05 |

Después calcularemos el valor de Z que dependerá del exponente que depende del diente de la barrena:

La función Z relaciona el desgaste y el tipo de diente que tiene la barrena, además variara cuando el valor de p cambie.

Cuando $p = 1$, Z se reduce a:

$$Z = 714.19D_d$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Si $p = 0.5$, Z se reduce a:

$$Z = 714.19[A - 4.513744 \ln B + 7.728405]$$

Donde:

$$A = \frac{1.8525D_d + 6}{3.7125} (0.928125D_d^2 + 6D_d + 1)^{0.5}$$

$$B = 2(0.861416D_d^3 + 5.56875D_d + 0.928125)^{0.5} + 0.85625D_d + 6$$

Finalmente si $p = 0$, Z se reduce a:

$$Z = U = 220.952531D_d^3 + 2142.57D_d^2 + 714.19 D_d$$

5. - Calcular el tiempo de viaje (T_i) con la siguiente ecuación, si es que no se conoce:

$$T_i = \frac{0.4D}{100}$$

D : representa la profundidad y estará en metros

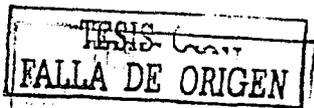
6. - Haciendo uso de la siguiente ecuación calculamos el costo por metro perforado:

$$C_T = \frac{(C_B + C_r(T_i + T_r))}{F}$$

7. - Finalmente se repiten los cálculos del paso 1 al 6, para diferentes valores de peso sobre la barrena y velocidad de rotación, y de esto es el que produzca el menor costo de perforación será el valor de la combinación óptima W-N

EL BALERO LIMITA LA CORRIDA DE LA BARRENA

1.- Tomar el valor del desgaste del balero como 1



2.- Calcular la vida de la barrena (tiempo de rotación) mediante el empleo de la ecuación:

$$T_r = \frac{SLB_f}{N}$$

Primero calculamos a L con la siguiente fórmula

$$L = \frac{20,457}{(1 + 0.03W)^{3.23}}$$

Después calcularemos s que es el parámetro del fluido de perforación con la siguiente fórmula:

$$S = \frac{T_r N}{B_{xf} L}$$

Donde:

B_{xf} : es la fracción final de la vida gastada del balero

Luego calculamos el desgaste del balero B_f

$$B_f = \frac{T_r N}{SL}$$

Y finalmente utilizamos la ecuación para obtener la vida de la barrena

3.- A partir del valor de U obtenido con la ecuación:

$$U = \frac{SLB_f}{A_f m^2 N}$$

Determinar el valor del desgaste del diente (D_d) debido a que es difícil despejar el valor de (D_d), se resuelve la ecuación con ayuda de métodos numéricos o a partir de las tablas siguiente:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

| U | D | Z cuando p = | | |
|------|------|--------------|-----|-----|
| | | 0 | 0,5 | 1 |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 7 | 0,01 | 7 | 7 | 7 |
| 15 | 0,02 | 15 | 15 | 14 |
| 23 | 0,03 | 23 | 22 | 21 |
| 32 | 0,04 | 32 | 30 | 29 |
| 41 | 0,05 | 41 | 38 | 36 |
| 51 | 0,06 | 51 | 47 | 43 |
| 61 | 0,07 | 61 | 55 | 50 |
| 71 | 0,08 | 71 | 64 | 57 |
| 82 | 0,09 | 82 | 72 | 64 |
| 93 | 0,1 | 93 | 81 | 71 |
| 105 | 0,11 | 105 | 90 | 79 |
| 117 | 0,12 | 117 | 100 | 86 |
| 130 | 0,13 | 130 | 109 | 93 |
| 1453 | 0,14 | 1453 | 119 | 100 |
| 156 | 0,15 | 156 | 129 | 107 |
| 170 | 0,16 | 170 | 139 | 114 |
| 184 | 0,17 | 184 | 149 | 121 |
| 199 | 0,18 | 199 | 159 | 129 |
| 245 | 0,19 | 245 | 170 | 136 |
| 230 | 0,2 | 230 | 180 | 143 |
| 247 | 0,21 | 247 | 191 | 150 |
| 263 | 0,22 | 263 | 202 | 157 |
| 280 | 0,23 | 280 | 213 | 164 |
| 298 | 0,24 | 298 | 221 | 171 |
| 316 | 0,25 | 316 | 236 | 179 |
| 334 | 0,26 | 334 | 247 | 186 |
| 383 | 0,27 | 383 | 259 | 193 |
| 373 | 0,28 | 373 | 270 | 200 |
| 393 | 0,29 | 393 | 282 | 207 |
| 413 | 0,3 | 413 | 294 | 214 |
| 434 | 0,31 | 434 | 307 | 221 |
| 455 | 0,32 | 455 | 319 | 229 |
| 477 | 0,33 | 477 | 331 | 236 |

TABLA VI.8A
DETERMINA EL VALOR DEL DESGASTE DEL DIENTE

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

| U | D | Z cuando p = | | |
|------|------|--------------|-----|-----|
| | | 0 | 0.5 | 1 |
| 499 | 0.34 | 499 | 344 | 243 |
| 522 | 0.35 | 522 | 357 | 250 |
| 545 | 0.36 | 545 | 370 | 257 |
| 569 | 0.37 | 569 | 383 | 264 |
| 593 | 0.38 | 593 | 396 | 271 |
| 618 | 0.39 | 618 | 409 | 279 |
| 643 | 0.4 | 643 | 422 | 286 |
| 668 | 0.41 | 668 | 436 | 293 |
| 694 | 0.42 | 694 | 450 | 300 |
| 721 | 0.43 | 721 | 463 | 307 |
| 748 | 0.44 | 748 | 477 | 314 |
| 775 | 0.45 | 775 | 491 | 321 |
| 803 | 0.46 | 803 | 505 | 329 |
| 832 | 0.47 | 832 | 520 | 336 |
| 861 | 0.48 | 861 | 534 | 343 |
| 890 | 0.49 | 890 | 549 | 350 |
| 920 | 0.5 | 920 | 563 | 357 |
| 951 | 0.51 | 951 | 578 | 364 |
| 982 | 0.52 | 982 | 592 | 371 |
| 1013 | 0.53 | 1013 | 579 | 379 |
| 1045 | 0.54 | 1045 | 386 | 386 |
| 1078 | 0.55 | 1078 | 393 | 393 |
| 1111 | 0.56 | 1111 | 400 | 400 |
| 1144 | 0.57 | 1144 | 407 | 407 |
| 1178 | 0.58 | 1178 | 414 | 414 |
| 1213 | 0.59 | 1213 | 421 | 421 |
| 1248 | 0.6 | 1248 | 428 | 428 |
| 1283 | 0.61 | 1283 | 436 | 436 |
| 1319 | 0.62 | 1319 | 443 | 443 |
| 1356 | 0.63 | 1356 | 450 | 450 |
| 1393 | 0.64 | 1393 | 457 | 457 |
| 1430 | 0.65 | 1430 | 467 | 464 |
| 1468 | 0.66 | 1468 | 813 | 471 |
| 1507 | 0.67 | 1507 | 830 | 479 |

TABLA VI.8B
DETERMINA EL VALOR DEL DESGASTE DEL DIENTE

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

| U | D | Z cuando p = | | |
|------|------|--------------|------|-----|
| | | 0 | 0.5 | 1 |
| 1549 | 0.68 | 1549 | 847 | 486 |
| 1585 | 0.69 | 1585 | 863 | 493 |
| 1626 | 0.7 | 1626 | 880 | 500 |
| 1666 | 0.71 | 1666 | 894 | 507 |
| 1707 | 0.72 | 1707 | 914 | 514 |
| 1749 | 0.73 | 1749 | 932 | 521 |
| 1791 | 0.74 | 1791 | 949 | 528 |
| 1834 | 0.75 | 1834 | 957 | 539 |
| 1877 | 0.76 | 1877 | 981 | 543 |
| 1921 | 0.77 | 1921 | 1002 | 550 |
| 1965 | 0.78 | 1965 | 1020 | 557 |
| 2010 | 0.79 | 2010 | 1038 | 564 |
| 2056 | 0.8 | 2056 | 1056 | 571 |
| 2102 | 0.81 | 2102 | 1074 | 578 |
| 2148 | 0.82 | 2148 | 1092 | 586 |
| 2195 | 0.83 | 2195 | 1110 | 593 |
| 2243 | 0.84 | 2243 | 1129 | 600 |
| 2291 | 0.85 | 2291 | 1147 | 607 |
| 2339 | 0.86 | 2339 | 1166 | 614 |
| 2389 | 0.87 | 2389 | 1185 | 621 |
| 2438 | 0.88 | 2438 | 1203 | 628 |
| 2489 | 0.89 | 2489 | 1222 | 639 |
| 2539 | 0.9 | 2539 | 1241 | 643 |
| 2591 | 0.91 | 2591 | 1261 | 650 |
| 2643 | 0.92 | 2643 | 1280 | 657 |
| 2695 | 0.93 | 2695 | 1599 | 664 |
| 2748 | 0.94 | 2748 | 1319 | 671 |
| 2802 | 0.95 | 2802 | 1338 | 678 |
| 2856 | 0.96 | 2856 | 1358 | 686 |
| 2910 | 0.97 | 2910 | 1388 | 693 |
| 2966 | 0.98 | 2966 | 1397 | 700 |
| 3021 | 0.99 | 3021 | 1417 | 707 |
| 3078 | 1 | 3078 | 1437 | 714 |

TABLA VI.8C
DETERMINA EL VALOR DEL DESGASTE DEL DIENTE

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

4. – Calcularemos el valor del intervalo perforado (F) con el empleo de la ecuación:

$$F = \frac{D_f m^* W^k r Z}{i}$$

- D_f : Desafilamiento final del diente de la barrena.
 K : Exponente de peso para la velocidad de rotación.
 r : Función de la velocidad de rotación
 Z : Función relacionada con el desgaste y el tipo de diente.

Primero calculamos el valor de r con las siguientes formulas:

$$r = e^{(-100 / N2)} \cdot N^{(0.428)} + 0.2N [1 - e^{(-100 / N2)}]$$

Para formaciones suaves

$$r = e^{(-100 / N2)} \cdot N^{(0.75)} + 0.5N [1 - e^{(-100 / N2)}]$$

Para formaciones duras.

Ahora calcularemos el parámetro de la perforabilidad de la formación con la siguiente ecuación:

$$C_f = \frac{F_f i}{A_f W^* m^* V}$$

Donde:

F_f : Es la distancia final perforada por la barrena.

V : Es un dato de acuerdo al desgaste del diente.

Después obtenemos a D_f con ayuda de la siguiente ecuación:

$$D_f = A_f C_f$$

Ahora bien el valor de K dependerá del tipo de formación aquí se muestra una tabla de los valores de K :

| Formaciones | K |
|-------------|------|
| Suave | 0.95 |
| Media | 1.0 |
| Dura | 0.05 |

Después calcularemos el valor de Z que dependerá del exponente que depende del diente de la barrena:

La función Z relaciona el desgaste y el tipo de diente que tiene la barrena, además variara cuando el valor de p cambie.

Cuando $p = 1$, Z se reduce a:

$$Z = 714.19D_d$$

Si $p = 0.5$, Z se reduce a:

$$Z = 714.19[A - 4.513744\text{Ln}B + 7.728405]$$

Donde:

$$A = \frac{1.8525D_d + 6}{3.7125} (0.928125D_d^2 + 6D_d + 1)^{0.5}$$

$$B = 2(0.861416D_d^3 + 5.56875D_d + 0.928125)^{0.5} + 0.85625D_d + 6$$

Finalmente si $p = 0$, Z se reduce a:

$$Z = U = 220.952531D_d^3 + 2142.57D_d^2 + 714.19 D_d$$

5. - Calcular el tiempo de viaje (T_t) con la siguiente ecuación, si es que no se conoce:

$$T_t = \frac{0.4D}{100}$$

D representa la profundidad y estará en metros

6. - Haciendo uso de la siguiente ecuación calculamos el costo por metro perforado:

$$C_T = \frac{(C_B + C_r(T_t + T_r))}{F}$$

7. - Finalmente se repiten los cálculos del paso 1 al 6, para diferentes valores de peso sobre la barrena y velocidad de rotación, y de esto es el que produzca el menor costo de perforación será el valor de la combinación óptima W-N



Características del modelo

- Los efectos del tipo de barrena, litología, propiedad del fluido de perforación e hidráulica en el ritmo de penetración y desgaste de la barrena, se incluyen en los valores de las constantes de perforabilidad y abrasividad respectivamente.
- Los valores de las constantes de perforabilidad, abrasividad y del balero se determina con datos de pozos vecinos.
- Contempla la utilización de barrenas con insertos de carburo de tungsteno y dientes autoafilables
- La solución final de N y W óptimas se pueden presentar en forma gráfica, lo cual reduce el uso de los programas de computo.
- La optimización de la perforación se hace en forma general, pue se emplea literales independientes (l,m,a,r) cuya forma funcional puede variarse.
- No requiere de pruebas especiales de campo para la terminación de los parámetros involucrados en el método.

3.10. NOMENCLATURA

- A_r : parámetro de la abrasividad de la formación.
- B_r : desgaste del balero.
- C : costo por metro perforado.
- C_B : costo de la barrena.
- C_f : parámetro de la perforabilidad de la formación.
- C_r : costo del equipo.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- D : profundidad (metro).
- D_d : desgaste del diente.
- D_f : perforabilidad de la formación.
- F : intervalo perforado.
- F_f : es la distancia final perforada por la barrena.
- i : función de la velocidad de rotación.
- K : parámetro de perforabilidad de la roca.
- L : función tabulada de W .
- m : función de peso sobre barrena.
- N : velocidad de rotación:
- r : función de la velocidad de rotación
- S : parámetro del fluido de perforación.
- T_r : tiempo de rotación
- T_t : tiempo total
- V : es un dato de acuerdo al desgaste del diente.
- U : es un dato de acuerdo al desgaste del diente.
- W : peso sobre barrena

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

4. MODELO DE YOUNG

Este modelo logra la optimización del uso de barrena a través de la selección del peso sobre barrena y rotaría en base a una minimización del costo por unidad de longitud perforada.

El modelo establece tres ecuaciones fundamentales que conforman el método de optimización,

El costo de perforación, el desgaste del diente y el desgaste del balero, donde estas relacionan el desgaste de la barrena con el ritmo de penetración.

La ecuación del ritmo de penetración involucra los efectos del PSB(W), la velocidad de rotación (N) y el desgaste de los dientes. En función de ellos se puede determinar la cantidad de pies o metros perforados en cierto tiempo de rotación, donde dicha ecuación es:

$$RP = \frac{Y}{T_r} = \frac{K_f(PSB - PISB)N^2}{(1 + C_2h)} \quad (VI.50)$$

Donde:

- RP : ritmo de penetración (m / hr).
 Kf : constante de perforabilidad que involucra los efectos de la formación, PSB, Vr, y fluido de perforación. Este valor se puede determinar mediante la prueba de perforabilidad o también a partir de datos de la perforación de la barrena anterior como:

$$K_f = \frac{\left(\frac{Y(1 + C_2H_f)}{2} \right)}{\left(T_r(PSB - V_r)V_r^2 \right)} \quad (VI.51)$$

Donde:

- PSB : peso sobre la barrena (10³ lb,ton)
 PISB : peso mínimo para empezar a perforar (10³ lb,ton).
 Vr : velocidad de rotación (rpm).
 C₂ : constante de desgaste de la barrena . esta constante depende de la historia del desgaste de la barrena anterior:

$$C_2 = \frac{(R_{pi} - R_{pf})}{(0.75R_{pf} - 0.25R_{pi})H_f} \quad (VI.52)$$

Donde:

- Rpi : ritmo de penetración inicial (pie /hr)
Rpf : ritmo de penetración final (pie /hr)
Hf : desgaste final del diente (1 / 8 pg).

4.1. ECUACIÓN DEL RITMO DE DESGASTE DEL BALERO

Esta ecuación involucra los efectos de PSB, N y en función de ellos se determina el ritmo de desgaste de los baleros de la barrena a un cierto tiempo de rotación y queda expresado como:

$$B = \frac{N W^{\sigma}}{b} \quad (VI.53)$$

donde:

b = constante del desgaste del balero, varía con la composición del fluido de perforación y el contenido de sólidos y el tamaño y tipo de barrena. Esta constante se determina a partir de los datos anteriores de perforación de la barrena:

$$B = \frac{N(PSB)T_r}{B_f} \quad (VI.54)$$

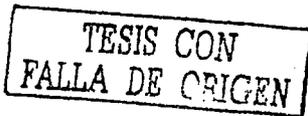
donde:

- N : velocidad de rotación (rpm).
PSB : peso sobre la barrena (10³ lb,ton)
Tr : tiempo de vida de la barrena (hrs)
Bf : desgaste final del balero (1 / 8 pg).

El exponente del PSB (σ) relaciona el ritmo de desgaste del balero para el mismo PSB y se determina de manera experimental.

se tiene que:

- 1.2 ; para balero no sellado y lodo base aceite.
- 1.5 ; para balero no sellado y lodo base agua.
- 2.0 ; para balero sellado y cualquier base de lodo.



4.2. ECUACIÓN DEL RITMO DE DESGASTE DE LOS DIENTES

Esta ecuación describe los efectos del PSB y N con el desgaste de los dientes y en función de ello se determina el ritmo de desgaste de los dientes para un cierto tiempo de rotación, lo cual queda como:

$$\frac{h}{T_r} = \frac{A_f (PV_r - QV_r^3)}{1000(-D_1PSB + D_2)(1 + C_1h)} \quad (VI.55)$$

Las constantes P, Q, C₁, D₁, D₂ son parámetros del desgaste del diente y estos son de acuerdo al tipo y tamaño de la barrena, para ello se llena las siguientes tablas:

| SERIE | CLASIFICACIÓN | SUBGRUPO | P | Q | C ₁ | FVB |
|-------|---------------|----------|------|----------|----------------|-----|
| 1 | Suave | 1 | 2.5 | 1.09e-4 | 7 | 1.0 |
| | | 2 | 2.0 | 0.87e-4 | 6 | 1.2 |
| | | 3 | 2.0 | 0.087e-4 | 6 | 1.2 |
| 2 | Media | 1 | 1.5 | 0.653e-4 | 5 | 1.2 |
| | | 2 | 1.2 | 0.522e-4 | 4 | 1.2 |
| | | 3 | 0.9 | 0.392e-4 | 3 | 1.2 |
| 3 | Dura | 1 | 0.65 | 0.283e-4 | 2 | 1.4 |
| | | 2 | 0.5 | 0.218e-4 | 2 | 1.4 |

TABLAVI.9

PARÁMETROS DEL DESGASTE DEL DIENTE.

| DIÁMETRO (pg) | D ₁ | D ₂ |
|---------------|----------------|----------------|
| 6 ¼ | 0.088 | 5.5 |
| 6 ½ | 0.083 | 5.61 |
| 7 7/8 | 0.074 | 5.94 |
| 8 5/8 | 0.071 | 6.11 |
| 9 ½ | 0.0665 | 6.325 |
| 9 5/8 | 0.066 | 6.38 |
| 9 7/8 | 0.065 | 6.44 |
| 10 ¼ | 0.062 | 6.68 |
| 12 ¼ | 0.0580 | 7.15 |
| 13 ¼ | 0.0055 | 7.56 |

TABLA VI.10

PARA DIÁMETROS QUE NO SE INDICAN:

$$D_1 = 0.26 \cdot D_b^{0.5975}$$

$$D_2 = 2.6 \cdot D_b^{0.4}$$

PARÁMETROS DEL DIÁMETRO DE LA BARRENA.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

4.3. LA CONSTANTE DE ABRASIVIDAD A_f

La constante de abrasividad A_f , involucra los efectos de dureza y abrasividad de la formación. Esta se determina de una corrida de barrena anterior y su expresión es:

$$A_f = \frac{(-D_1 PSB + D_2) 1000 \left(\frac{H_f + C_1 H^2}{2} \right)}{T_r (PV_r + QV_r^3)} \quad (VI.56)$$

El valor de A_f puede ser empleado para indicar de manera aproximada el grado de abrasividad de la formación, esto es:

- $A_f = 0-4$; para formaciones poco abrasivas
- $A_f = 4-5$; no esta bien definido
- $A_f = 5-10$; para formaciones abrasivas.

4.4. PRUEBA DE PERFORABILIDAD

La prueba de perforabilidad también se le conoce como la prueba de los cinco pasos , la cual tiene por objetivo determinar los parámetros mas específicos de la formación a perforar como de los efectos del fluido de perforación, estos parámetros son:

- Peso mínimo para perforar (PISB)
- Exponente del efecto de la velocidad de rotación
- Factor de perforabilidad
- Etc.

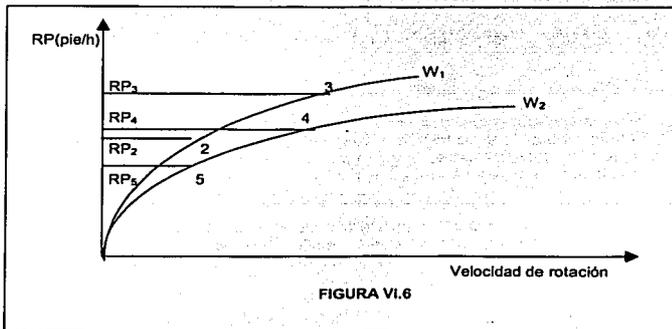
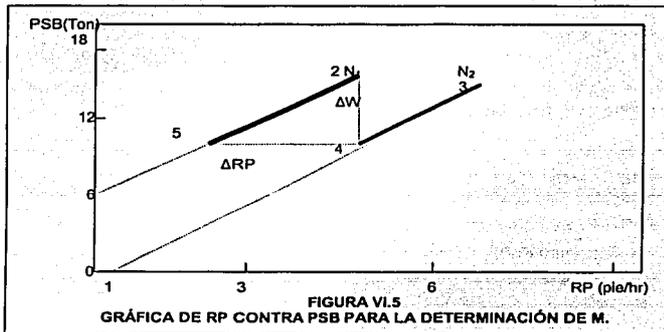
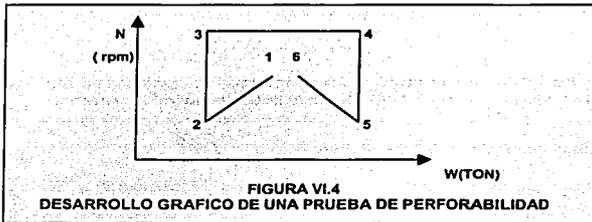
Donde estos parámetros describen la respuesta del ritmo de penetración a los cambios de peso sobre la barrena PSB y la velocidad de rotación (rotaria).

Los datos de esta prueba dependen del ritmo de penetración que se dan por varias combinaciones de PSB y rotaria.

Esta prueba se realiza cada vez que se inicie a perforar con barrena nueva.

La prueba consiste en perforar seis intervalos cortos de 1 metro cada uno, variando el PSB y la rotaria como se muestra en la figura.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



TESIS CC.I
FALLA DE ORIGEN

Donde los puntos 1 y 6 deberán ser perforados al mismo PSB y rotaría para proporcionar un punto de comparación y validez de la prueba, así como para reconocer un posible cambio litológico en la formación.

Si el ritmo de penetración en los puntos 1 y 6 están dentro de un rango aceptable de error (10 al 15 %) uno del otro, se considera aceptable, de otra manera se procede a repetirla.

Una prueba se puede considerar fallida cuando:

- Existe un cambio de litología
- Presencia de intercalaciones
- Es mal realizada

En la prueba de perforabilidad se tiene que

- $PSB_2 = PSB_3$; pero $Vr_2 \neq Vr_3$, e indica el cambio de ritmo de penetración (RP) con respecto a un cambio de velocidad de rotación PSB.
- $PSB_4 = PSB_5$, pero $Vr_4 \neq Vr_5$, como el anterior.
- $Vr_2 = Vr_3$, pero $PSB_2 \neq PSB_3$ e indica el cambio de RP con respecto a cambios de PSB.
- $Vr_4 = Vr_5$, pero $PSB_4 \neq PSB_5$, indicando lo mismo que el anterior.

De lo anterior resulta que:

$$RP_2 \neq RP_3 \neq RP_4 \neq RP_5 \neq RP_6 = RP_1$$

Los tres pasos sobre la barrena empleados se recomienda que estén en el rango de 1.8 a 2.7 ton. Por pulgada de diámetro de barrena de tal suerte que la interacción entre el peso y el exponente de la velocidad de rotación sea despreciable; la velocidad de rotación aplicada deberá variar de 70 a 150 rpm para formaciones ligeramente abrasivas y de 40 a 80 rpm para formaciones abrasivas.

De esta prueba se pueden determinar las constantes de la ecuación que relaciona el ritmo de penetración con las condiciones de operación, el desgaste de la barrena y las propiedades de la formación y que es:



$$RP = \frac{K_f (PSB - M) V_r^A}{f(H)} \quad (VI.57)$$

Esta prueba se realiza con barrena nueva, por lo tanto la función del desgaste de la barrena no tiene efecto sobre el RP, es decir $f(H) = 1$, por lo que:

$$RP = K_f (PSB - M) V_r^A \quad (VI.58)$$

4.5. DETERMINACIÓN DEL PESO MÍNIMO PARA INICIAR LA PERFORACIÓN

La constante M se puede determinar a partir de una grafica de RP contra W, como se muestra en la figura; esta debe ser realizada a una velocidad de rotación constante, siendo M la extrapolación de la parte recta hasta el eje de las abscisas, pero debido a que se cuenta con dos pares de valores de velocidades de rotación constantes, se obtienen los valores de M y se promedian para obtener un valor medio de M.

DETERMINACIÓN DEL MÍNIMO COSTO POR UNIDAD DE LONGITUD PERFORADA

La ecuación para determinar el costo de perforación por unidad de longitud perforada se expresa de la siguiente forma:

$$C_p = \frac{C_B + C_E(T_V + T_r)}{y} \quad (VI.59)$$

Donde:

CP = Costo de Perforación.

CB = Costo de la Barrena.

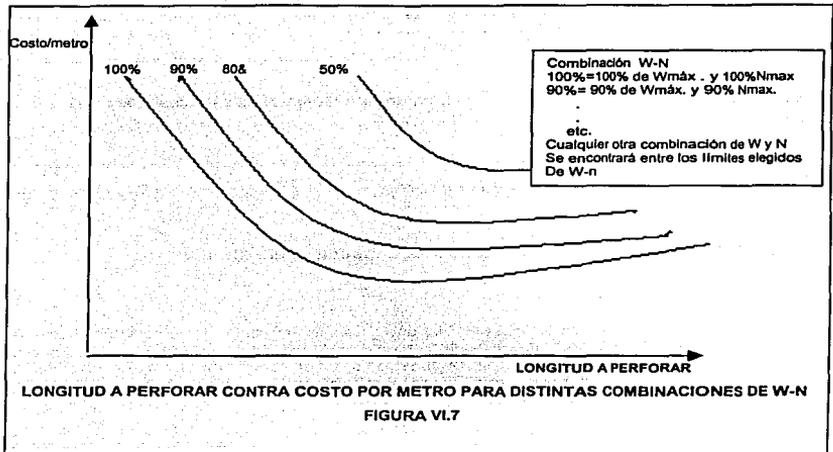
TV = Tiempo de viaje.

TR = Tiempo de vida de la barrena.

Y = Longitud perforada o a perforar.

La siguiente figura muestra el típico comportamiento del costo por unidad de longitud perforada contra longitud perforada:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



En la figura se denotan tres zonas en las que se puede observar:

- Intervalo 90-100 %; existe la cantidad de intervalo a perforar y presenta el costo de perforación mas bajo. Pero en esta zona se puede presentar con mayor frecuencia problemas de pesca por la pérdida de conos, fallas prematuras de la barrena, lo cual aumentaría el tiempo en las operaciones y el tiempo de perforación real.
- En el rango de 80-90 % se tiene un intervalo a perforar menor pero no tan alejado del rango anterior, sucediendo lo mismo con el costo de perforación y siendo este mayor al anterior pero no de una forma significativa.
- En el rango de 50-80 %; se tienen los menores valores de longitud a perforar con los mayores costos, lo cual no es la finalidad del método.

4.6. PROCEDIMIENTO DE CALCULO PARA DETERMINAR EL MÍNIMO COSTO DE PERFORACIÓN ASOCIADO AL PESO SOBRE BARRENA Y VELOCIDAD DE ROTACIÓN

determinar los valores de λ , M, Kf, de los datos aportados de una prueba de perforabilidad.

determinar el valor de C_2 , y de "b" de la corrida de la barrena anterior, teniendo como datos RP_1 , RP_2 , TR, PSB, Vr, h, B, tipo de lodo, tipo de barrena etc.

con los valores de las ctes P , C_1 , D_1 , D_2 , encontrados en las tablas 4.1 y 4.2, correspondientes a la barrena anterior, determinar A_f .

obtener los parámetros P , Q , D_1 , D_2 , y C_1 de las tablas 4.1 y 4.2 para la nueva barrena y corregir C_2 y "b" en caso necesario.

seleccionar del rango 80-90 % de PSB y V_r máximos, la combinación de PSB y V_r a usar en los cálculos.

obtener los valores de la vida del diente y de balero y determinar cual limita la vida de la barrena.

dependiendo de lo que limite la vida de la barrena determinar el desgaste final del balero y del diente así como el intervalo a perforar.

calcular el costo de perforación asociado a la combinación de PSB, y V_r elegida en el paso 5.

obtener las graficas de:

- intervalo a perforar VS costo de perforación
- horas de rotación VS ritmo de penetración
- desgaste del balero VS ritmo de penetración
- desgaste del diente VS ritmo de penetración.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

ANEXO A
FORMULARIO DE HIDRÁULICA
REOLOGÍA DE LOS FLUIDOS

Dimensiones del viscosímetro Fann 35-VG (Combinación resorte-bob-camisa estándar)

| | | | |
|----------------|---|---------|---------------|
| R _c | = | 1.842 | cm |
| R _b | = | 1.725 | cm |
| h _e | = | 4.050 | cm |
| K _R | = | 387.000 | dina-cm/grado |

Esfuerzo cortante

$$\tau = 1.067 \theta$$

Velocidad de corte

$$\gamma = 1.703 N$$

Viscosidad aparente del fluido

$$\eta = 300 \frac{\theta}{N}$$

MODELOS REOLÓGICOS

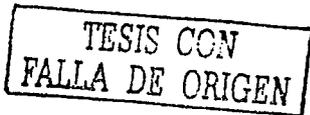
Modelo de Newton

$$\tau = \frac{\mu \gamma}{478.69}$$

$$\theta = \frac{\mu \gamma}{510.76}$$

$$\mu = \frac{478.69 \tau}{\gamma}$$

$$\mu = 300 \frac{\theta}{N}$$



Modelo de Bingham

$$\tau = \frac{\eta_p \gamma}{478.69} + 1.067 \tau_y$$

$$\theta = \frac{\eta_p N}{300} + \tau_y$$

$$\eta = \eta_p \cdot \frac{510.76 \tau_y}{\gamma}$$

$$\eta = \eta_p \cdot \frac{300 \tau_y}{N}$$

Modelo de Ley de Potencias

$$\tau = 1.067 K \gamma^n$$

$$\theta = K (1.703 N)^n$$

$$\eta = 510.76 K \gamma^{n-1}$$

$$\eta = 510.76 K (1.703 N)^{n-1}$$

Modelo de Ley de Potencias con Punto de Cedencia

$$\tau = 1.067 K \gamma^n + 1.067 \tau_y$$

$$\theta = K (1.703 N)^n + \tau_y$$

$$\eta = 510.76 K \gamma^{n-1} + \frac{510.76 \tau_y}{\gamma}$$

$$\eta = 510.76 K (1.703 N)^{n-1} + \frac{300 \tau_y}{N}$$

CONSTANTES REOLÓGICAS

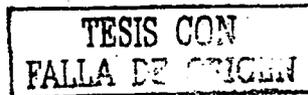
MODELO DE BINGHAM

Viscosidad plástica

$$\eta_p = \theta_{600} - \theta_{300}$$

Punto de cedencia

$$\tau_y = \theta_{300} - \eta_p$$



MODELO DE LEY DE POTENCIAS

Índice de comportamiento de flujo

$$n = 3.32 \log \left(\frac{\theta_{600}}{\theta_{300}} \right)$$

Índice de consistencia

$$K = \frac{\theta_{600}}{1022^n} = \frac{\theta_{300}}{511^n}$$

MODELO DE LEY DE POTENCIAS CON PUNTO DE CEDENCIA

Punto de cedencia

$$\tau_y = \theta_0$$

Índice de comportamiento de flujo

$$n = 3.32 \log \left(\frac{\theta_{600} - \theta_0}{\theta_{300} - \theta_0} \right)$$

Índice de consistencia

$$K = \frac{\theta_{600} - \theta_0}{1022^n} = \frac{\theta_{300} - \theta_0}{511^n}$$

PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN

MODELO DE BINGHAM

Viscosidad plástica

$$\eta_p = \theta_{600} - \theta_{300}$$

Punto de cedencia

$$\tau_y = \theta_{300} - \eta_p$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Factor de fricción
(Regimen turbulento)

$$f = \frac{0.079}{NRe^{0.25}}$$

INTERIOR DE TUBERÍA

Velocidad de flujo

$$V = 24.51 \frac{Q}{D_i^2}$$

Velocidad crítica

$$V_c = \frac{7.75\eta_p + 7.75(\eta_p^2 + 109.83\rho D_i^2 \tau_v)^{1/2}}{\rho D_i}$$

Número de Reynolds del flujo

$$NRe = 129 \left(\frac{D_i V \rho}{\eta_p} \right)$$

Caída de presión por fricción
(Régimen laminar)

$$\Delta P_f = \frac{V \eta_p L}{389081 D_i^2} + \frac{\tau_v L}{913 D_i}$$

Caída de presión por fricción
(Régimen turbulento)

$$\Delta P_f = \frac{f \rho V^2 L}{48251 D_i}$$

ESPACIO ANULAR

Velocidad de flujo

$$V = 24.51 \frac{Q}{D_a^2 - D_e^2}$$

Velocidad crítica

$$V_c = \frac{7.75\eta_p + 7.75[\eta_p^2 + 82.37\rho(D_a^2 - D_e^2)\tau_v]^{1/2}}{\rho(D_a - D_e)}$$

Número de Reynolds del flujo

$$NRe = 129 \left[\frac{(D_a - D_e) V \rho}{\eta_p} \right]$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Caída de presión por fricción
(Régimen laminar)

$$\Delta P_f = \frac{V \eta_0 L}{259387 (D_a - D_e)^2} + \frac{\tau_y L}{812.6 (D_a - D_e)}$$

Caída de presión por fricción
(Régimen turbulento)

$$\Delta P_f = \frac{f_p V^2 L}{48251 (D_a - D_e)}$$

MODELO DE BINGHAM

CRITERIO DEL NÚMERO DE HEDSTROM

Darby, R. y Melson, J.: "How to Predict the Friction Factor for Flow of Bingham Plastics"; Chemical Engineering; dic. 28, 1981; pág. 59-61.

Este método para la determinación del factor de fricción proporciona resultados más confiables.

La caída de presión por fricción se determina mediante el empleo de la ecuación de Fanning, dependiendo del conducto a través del cual está fluyendo el fluido.

De acuerdo con este enfoque, los factores de fricción están definidos como:

Factor de fricción
(Régimen laminar)

$$f_L = \frac{16}{NRe} \left[1 + \frac{NHe}{6 NHe} - \frac{NHe^4}{3 f_L NRe^7} \right]$$

Factor de fricción
(Régimen turbulento)

$$f_r = 10^a NRe^{-0.193}$$

con:

$$a = -1.378 [1 + 0.146 e^{(-2.9 \times 10^{-5} NHe)}]$$

Factor de fricción general

$$f = (f_L^m + f_r^m)^{1/m}$$

con:

$$m = 1.7 + \frac{40000}{NRe}$$

Número de Hedstrom
(Interior de tubería)

$$NHe = \frac{308689 D_i^2 \rho \tau_y}{2 \eta_p}$$

Número de Hedstrom
(Espacio anular)

$$NHe = \frac{205792.6 (D_a - D_e)^2 \rho \tau_y}{2 \eta_p}$$

Notas:

Cuando el valor de NHe es mayor de 300 000, el valor del exponente "a" para el factor de fricción en régimen turbulento se reduce a un valor igual a -1.378.

Cuando el valor de NRe es menor de 4000, el factor de fricción será al que resulte mayor de f_L y f_T .

Así mismo, el régimen de flujo estará dictado por el valor de f_L y f_T , de acuerdo con el mayor de éstos.

MODELO DE LEY DE POTENCIAS

Índice de comportamiento de flujo

$$n = 3.32 \log \left(\frac{0.600}{0.300} \right)$$

$$n = 3.32 \log \left(\frac{2 \eta_p + \tau_y}{\eta_p + \tau_y} \right)$$

Índice de consistencia

$$K = \frac{0.600}{1022 \frac{n}{n}} = \frac{0.300}{511 \frac{n}{n}}$$

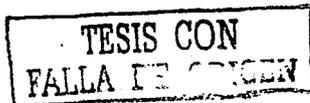
$$K = \frac{2 \eta_p + \tau_y}{1022 \frac{n}{n}} = \frac{\eta_p + \tau_y}{511 \frac{n}{n}}$$

Número de Reynolds crítico
(Laminar-transición)

$$NRe_{cl} = 3470 - 1370 n$$

Número de Reynolds crítico
(Transición-turbulento)

$$NRe_{ct} = 4270 - 1370 n$$



Factor de fricción
(Régimen turbulento)

$$f = \frac{a}{NRe^b}$$

con:

$$a = \frac{\log(n) + 3.93}{50}$$

$$b = \frac{1.75 - \log(n)}{7}$$

INTERIOR DE TUBERÍA

Velocidad de flujo

$$V = 24.51 \frac{Q}{Di^2}$$

Número de Reynolds del flujo

$$NRe = \frac{\rho V^2}{2.319K} \left[\frac{2.5 Di n}{V(3n+1)} \right]^n$$

Factor de fricción
(Régimen de transición)

$$f = \frac{16}{NRe_{CL}} + \left[\frac{NRe - NRe_{CL}}{800} \right] \left[\frac{a}{NRe_{CT}} - \frac{16}{NRe_{CL}} \right]$$

Caída de presión por fricción
(Régimen laminar)

$$\Delta Pf = \frac{KL}{1300.5 Di} \left[\frac{(3n+1)V}{2.5 Di n} \right]^n$$

Caída de presión por fricción
(Régimen turbulento o transición)

$$\Delta Pf = \frac{f_p V^2 L}{48251 Di}$$

ESPACIO ANULAR

Velocidad de flujo

$$V = 24.51 \frac{Q}{Da^2 \cdot De^2}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Número de Reynolds del flujo

$$NRe = \frac{\rho V^2}{1.65 K} \left[\frac{1.25 (Da - De)n}{V(2n+1)} \right]^n$$

Factor de fricción
(Régimen de transición)

$$f = \frac{24}{NRe_{CL}} + \left[\frac{NRe - NRe_{CL}}{800} \right] \left[\frac{a}{NRe_{CT}} - \frac{24}{NRe_{CL}} \right]$$

Caída de presión por fricción
(Régimen laminar)

$$\Delta Pr = \frac{KL}{1300.5 (Da - De)} \left[\frac{(2n+1)V}{1.25 (Da - De)n} \right]^n$$

Caída de presión por fricción
(Régimen turbulento o transición)

$$\Delta Pr = \frac{f \rho V^2 L}{48251 (Da - De)}$$

MODELO DE LEY DE POTENCIAS CON PUNTO DE CEDENCIA

Índice de comportamiento de flujo

$$n = 3.32 \log \left(\frac{0_{600} - 0_0}{0_{300} - 0_0} \right)$$

$$n = 3.32 \log \left(\frac{2\eta_p + \tau_y - 0_0}{\eta_p + \tau_y - 0_0} \right)$$

Índice de consistencia

$$K = \frac{0_{600} - 0_0}{1022^n} = \frac{0_{300} - 0_0}{511^n}$$

$$K = \frac{2\eta_p + \tau_y - 0_0}{600^n} = \frac{\eta_p + \tau_y - 0_0}{300^n}$$

Lectura Fann equivalente

$$\theta = \theta_0 + KR^n$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Número de Reynolds del flujo

$$NRe = \frac{\rho V^2}{2.474 \theta}$$

Número de Reynolds crítico
(Laminar-transición)

$$NRe_{cl} = 3470 - 1370n$$

Número de Reynolds crítico
(Transición-turbulento)

$$NRe_{ct} = 4270 - 1370n$$

Factor de fricción
(Régimen turbulento)

$$f = \frac{a}{NRe^b}$$

con:

$$a = \frac{\log(n) + 3.93}{50}$$

$$b = \frac{1.75 - \log(n)}{7}$$

INTERIOR DE TUBERÍA

Velocidad de flujo

$$V = 24.51 \frac{Q}{DI^2}$$

Velocidad de rotación equivalente

$$R = 0.939 \left(\frac{GV}{DI} \right)$$

Factor geométrico

$$G = \left[\frac{3n+1}{4n} \right] 8.13n 0.123^{1/n}$$

Factor de fricción
(Régimen de transición)

$$f = \frac{16}{NRe_{cl}} + \left[\frac{NRe - NRe_{cl}}{800} \right] \left[\frac{a}{NRe_{ct}^b} - \frac{16}{NRe_{cl}} \right]$$

Caída de presión por fricción
(Régimen laminar)

$$\Delta P_f = \frac{0L}{1218.8 Di}$$

Caída de presión por fricción
(Régimen turbulento o transición)

$$\Delta P_f = \frac{f_p V^2 L}{48251 Di}$$

ESPACIO ANULAR

Velocidad de flujo

$$V = 24.51 \frac{Q}{Da^2 - De^2}$$

Velocidad de rotación equivalente

$$R = 0.939 \left(\frac{GV}{Da - De} \right)$$

Factor geométrico

$$G = \left[\frac{(3-c)n+1}{(4-c)n} \right] \left[1 + \frac{c}{2} \right] 8.13n 0.123^{1/n}$$

con:

$$\alpha = \frac{De}{Da}$$

$$x = 0.37n^{-0.14}$$

$$c = 1 - \left(1 - \alpha^x \right)^{1/x}$$

Factor de fricción
(Régimen de transición)

$$f = \frac{24}{NR_{eCL}} + \left[\frac{NR_e - NR_{eCL}}{800} \right] \left[\frac{a}{NR_{eCT}} - \frac{24}{NR_{eCL}} \right]$$

Caída de presión por fricción
(Régimen laminar)

$$\Delta P_f = \frac{0L}{1218.8 (Da - De)}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Caída de presión por fricción
(Régimen turbulento o transición)

$$\Delta P_f = \frac{f_p V^2 L}{48251(D_a - D_e)}$$

DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN A TRAVÉS DE LAS CONEXIONES SUPERFICIALES

Seleccionar una longitud y diámetro de tubería equivalente al caso de conexiones superficiales del equipo y proceder en forma similar a la determinación de las pérdidas de presión por fricción a través del interior de tubería, de acuerdo con el modelo reológico seleccionado.

| COMPONENTES DE LAS CONEXIONES SUPERFICIALES | | | COMBINACIONES TÍPICAS (CASOS) | | | | | |
|--|---------------|---------|---|-------|---------|-------|---------|-------|
| | | | CASO 2 | | CASO 3 | | CASO 4 | |
| | | | Di (pg) | L (m) | Di (pg) | L (m) | Di (pg) | L (m) |
| TUBERÍA DE PIE | | | 3.50 | 12.2 | 4.00 | 13.7 | 4.00 | 13.7 |
| MANGUERA | | | 2.50 | 16.8 | 3.00 | 16.8 | 3.00 | 16.8 |
| TUBO LAVADOR DE LA UNIÓN GIRATORIA Y CUELLO DE GANSO | | | 2.50 | 1.5 | 2.50 | 1.5 | 3.00 | 1.8 |
| FLÉCHA | | | 3.25 | 12.2 | 3.25 | 12.2 | 4.00 | 12.2 |
| TUBERÍA DE PERFORACIÓN | | | LONGITUD EQUIVALENTE DE LAS CONEXIONES SUPERFICIALES, EN METROS DE TUBERÍA DE PERFORACIÓN | | | | | |
| De (pg) | PESO (lb/pie) | Di (pg) | | | | | | |
| 3.50 | 13.30 | 2.764 | 49.10 | | ----- | | ----- | |
| 4.50 | 16.60 | 3.826 | 232.00 | | 146.00 | | 103.70 | |
| 5.50 | 19.50 | 4.276 | ----- | | 248.80 | | 176.50 | |

DETERMINACIÓN EN EL CAMPO DE LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN

Presión de bombeo

$$P_s = \Delta P_p + \Delta P_b$$

Caída de presión por fricción en el sistema circulatorio del pozo excluyendo a la barrena

$$\Delta P_p = K Q^m$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Caída de presión en la barrena

$$\Delta P_b = \frac{\rho Q^2}{18511.7 A t^2}$$

Área de toberas

$$A t = \frac{\pi (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2)}{4096}$$

Exponente m

$$m = \frac{\log\left(\frac{\Delta P_{p1}}{\Delta P_{p2}}\right)}{\log\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)}$$

Constante K

$$K = \frac{\Delta P_{p1}}{Q_1^m} = \frac{\Delta P_{p2}}{Q_2^m}$$

OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA

Ecuaciones generales

Presión de bombeo

$$P_s = \Delta P_{CS} + \Delta P_{TP} + \Delta P_{LB} + \Delta P_b + \Delta P_{TPa} + \Delta P_{Lba}$$

$$\Delta P_p = \Delta P_{CS} + \Delta P_{TP} + \Delta P_{LB} + \Delta P_{TPa} + \Delta P_{Lba}$$

$$P_s = \Delta P_p + \Delta P_b$$

Caída de presión por fricción en el sistema circulatorio excluyendo a la barrena

$$\Delta P_p = K Q^m$$

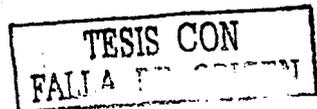
$$\Delta P_p = k D Q^m$$

Caída de presión en las toberas de la barrena

$$\Delta P_b = \frac{\rho Q^2}{18511.7 A t^2}$$

Área de toberas

$$A t = \frac{\pi (d_1^2 + d_2^2 + d_3^2)}{4096}$$



Exponente m a partir de una prueba de flujo

$$m = \frac{\log\left(\frac{\Delta P p_1}{\Delta P p_2}\right)}{\log\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)}$$

Exponente m teórico

$$m = 1.86$$

Potencia hidráulica superficial disponible

$$HHP_s = \frac{P_{Smax} Q_{max}}{120.7 Ev}$$

Gasto de circulación mínimo necesario para levantar los recortes

$$Q_{min} = \frac{V_{Bmin} (Da^2 - De^2)}{24.51}$$

Gasto de circulación mínimo necesario para levantar los recortes
(Regla empírica propuesta por Fullerton)

$$Q_{min} = \frac{57.74 (Da - De)}{\rho Da}$$

CONDICIONES ÓPTIMAS PARA MAXIMIZAR LA POTENCIA HIDRÁULICA A TRAVÉS DE LAS TOBERAS DE LA BARRENA

Potencia hidráulica a través de las toberas de la barrena

$$HHP_b = \frac{\Delta P_b Q}{120.7}$$

Pérdida de presión parásita óptima

$$\Delta P_{popt} = \left(\frac{1}{m+1}\right) P_{Smax}$$

Caída de presión en la barrena óptima

$$\Delta P_{bopt} = \left(\frac{m}{m+1}\right) P_{Smax}$$

$$\Delta P_{bopt} = P_{Smax} - \Delta P_{popt}$$

Gasto de circulación óptimo

$$Q_{opt} = \left[\frac{P_{Smax}}{(m+1)K} \right]^{1/m}$$

$$Q_{opt} = \left[\frac{P_{Smax}}{(m+1)kD} \right]^{1/m}$$

$$Q_{opt} = Q \left[\frac{\Delta P_{Dopt}}{\Delta P_p} \right]^{1/m}$$

CONDICIONES ÓPTIMAS PARA MAXIMIZAR LA FUERZA DE IMPACTO HIDRÁULICO EN EL FONDO DEL POZO

Fuerza de impacto hidráulico en el fondo del pozo

$$F_b = \left(\frac{\rho Q^2 \Delta P_b}{28.17} \right)^{1/2}$$

Pérdida de presión parásita óptima

$$\Delta P_{Dopt} = \left(\frac{2}{m+2} \right) P_{Smax}$$

Caída de presión en la barrena óptima

$$\Delta P_{Dopt} = \left(\frac{m}{m+2} \right) P_{Smax}$$

$$\Delta P_{Dopt} = P_{Smax} - \Delta P_{Dopt}$$

Gasto de circulación óptimo

$$Q_{opt} = \left[\frac{2 P_{Smax}}{(m+2)K} \right]^{1/m}$$

$$Q_{opt} = \left[\frac{2 P_{Smax}}{(m+2)kD} \right]^{1/m}$$

$$Q_{opt} = Q \left[\frac{\Delta P_{Dopt}}{\Delta P_p} \right]^{1/m}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CONDICIONES ÓPTIMAS PARA MAXIMIZAR LA VELOCIDAD DEL FLUIDO A TRAVÉS DE LAS TOBERAS DE LA BARRENA

Velocidad del fluido a través de las toberas de la barrena

$$V_n = \left(\frac{1902.8 \Delta P_b}{\rho} \right)^{1/2}$$

Gasto de circulación óptimo

$$Q_{opt} = Q_{min}$$

Pérdida de presión parásita óptima

$$\Delta P_{popt} = \Delta P_p @ Q_{min}$$

$$\Delta P_{popt} = \Delta P_p \left(\frac{Q_{opt}}{Q} \right)^m$$

Caída de presión en la barrena óptima

$$\Delta P_{bopt} = P_{smax} - \Delta P_{popt}$$

CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA BOMBA PARA MAXIMIZAR LA POTENCIA HIDRÁULICA EN LA BARRENA

| PARÁMETRO | Qmin ≤ Q ≤ Qmax | | |
|--------------------------------|-------------------------------------|---|-------------------------------------|
| | D ₁ | D ₂ | D ₃ |
| Profundidad | D ₁ | D ₂ | D ₃ |
| Presión superficial | P _{smax} | P _{smax} | P _{smax} |
| Gasto de flujo | Q _{max} | Q _{opt} | Q _{min} |
| Caída de presión parásita | ΔP _p @ Q _{max} | $\left(\frac{1}{m+1} \right) P_{smax}$ | ΔP _p @ Q _{min} |
| Caída de presión en la barrena | P _{smax} - ΔP _p | $\left(\frac{m}{m+1} \right) P_{smax}$ | P _{smax} - ΔP _p |

RANGO DE PROFUNDIDADES

| | | |
|-------------------------------------|----------------------|---|
| 0 ≤ D ≤ D ₁ | Q = Q _{max} | D ₁ = $\frac{P_{smax}}{(m+1)^k Q_{max}^m}$ |
| D ₁ ≤ D ≤ D ₂ | Q = Q _{opt} | ----- |
| D > D ₂ | Q = Q _{min} | D ₂ = $\frac{P_{smax}}{(m+1)^k Q_{min}^m}$ |

CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA BOMBA PARA MAXIMIZAR LA FUERZA DE IMPACTO HIDRÁULICO EN EL FONDO DEL POZO

| PARÁMETRO | $Q_{min} \leq Q \leq Q_{max}$ | | |
|--------------------------------|-------------------------------|---------------------------------------|-------------------------|
| Profundidad | D_1 | D_2 | D_3 |
| Presión superficial | P_{smax} | P_{smax} | P_{smax} |
| Gasto de flujo | Q_{max} | Q_{opt} | Q_{min} |
| Caída de presión parásita | $\Delta P_p @ Q_{max}$ | $\left(\frac{2}{m+2}\right) P_{smax}$ | $\Delta P_p @ Q_{min}$ |
| Caída de presión en la barrena | $P_{smax} - \Delta P_p$ | $\left(\frac{m}{m+2}\right) P_{smax}$ | $P_{smax} - \Delta P_p$ |

RANGO DE PROFUNDIDADES

| | | |
|-----------------------|----------|---|
| $0 \leq D \leq D_1$ | Q = Qmax | $D_1 = \frac{2 P_{smax}}{(m+2)k Q_{max}} \frac{1}{m}$ |
| $D_1 \leq D \leq D_2$ | Q = Qopt | ----- |
| $D > D_2$ | Q = Qmin | $D_2 = \frac{2 P_{smax}}{(m+2)k Q_{min}} \frac{1}{m}$ |

CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA BOMBA PARA MAXIMIZAR LA VELOCIDAD DEL FLUIDO A TRAVÉS DE LAS TOBERAS DE LA BARRENA

| Parámetro | Q = Qmin |
|--------------------------------|-----------------------------------|
| Profundidad | Cualquier profundidad |
| Presión superficial | P_{smax} |
| Gasto de flujo | Q = Qmin |
| Caída de presión parásita | $\Delta P_p @ Q_{min}$ |
| Caída de presión en la barrena | $P_{smax} - \Delta P_p @ Q_{min}$ |

RANGO DE PROFUNDIDADES

| | |
|--------------------------------|----------|
| Todo el rango de profundidades | Q = Qmin |
|--------------------------------|----------|

TESIS CON
 FALLA DE ORIGEN

MÉTODO GRÁFICO PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA (A LA PROFUNDIDAD D)

- Determinar los límites:

Q_{max}

Q_{min}

PS_{max}

- En un gráfico logarítmico de gasto contra presión, Q vs P (papel log-log), marque las líneas de:

Q_{max}

Q_{min}

PS_{max}

- Determinar, (de acuerdo con el criterio (HPB_{max} ó FB_{max}):

$\Delta P_{p_{opt}}$

- Dibuje la línea de $\Delta P_{p_{opt}}$ en el gráfico.

- Trazar el punto de ΔP a un gasto cualquiera Q y pasar a través de éste una recta de pendiente m .

- Las condiciones óptimas se determinan en la intersección ΔP con la trayectoria de hidráulica óptima.

- Si el criterio seleccionado es Vn_{max} , el gasto óptimo, Q_{opt} , será igual a Q_{min} y en la intersección de éste con la trayectoria de hidráulica óptima se encuentran las condiciones óptimas.
- Determinar las pérdidas de presión óptimas, en el sistema y en la barrena ($\Delta P_{p_{opt}}$ y $\Delta P_{b_{opt}}$).
- Determine el tamaño de las toberas y la información restante de manera similar a la mostrada en los procedimientos analíticos.

CAPACIDAD DE ACARREO DE RECORTES

ECUACIONES GENERALES

Relación de transporte

$$V_T = V_a - 60 V_s$$
$$R_T = \frac{V_T}{V_a} = \frac{V_a - 60 V_s}{V_a} = 1 - \frac{60 V_s}{V_a}$$

En operaciones prácticas de campo, una relación de transporte de 50% es adecuada para tener una buena limpieza del agujero. Así:

Si: $RT = 50$

$$V_{amn} = 120 V_s$$

Velocidad anular mínima - regla de dedo (empíricas)

$$V_{amn} = 120 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

Relación de Fullerton:

$$V_{amn} = \frac{1416.56}{D_a P_f}$$

Gasto de recortes en el pozo

$$Q_p = \frac{D_a R}{448.38}$$

Fracción volumétrica de recortes

$$f_p = \frac{Q_p}{Q_p + RT Q}$$

Densidad efectiva del fluido en el espacio anular

$$P_m = P_f (1 - f_p) + P_p f_p$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CORRELACIÓN DE CHIEN

Velocidad de deslizamiento del recorte

Si: $NR_{ep} > 100$

$$V_s = 1.44 \left[D_p \left(\frac{P_p - P_f}{P_f} \right) \right]^{1/2}$$

Si: $NR_{ep} < 100$

$$V_s = 0.0009 \left(\frac{\mu_a}{P_f D_p} \right) \left[\sqrt{\frac{2553512 D_p}{\left(\frac{\mu_a}{P_f D_p} \right)^2} \left(\frac{P_p - P_f}{P_f} \right) + 1} - 1 \right]$$

Número de Reynolds del recorte

$$NR_{ep} = 7730 \frac{P_f V_s D_p}{\mu_a}$$

Viscosidad aparente

Para fluidos bentoníticos

$$\mu_a = \mu_p$$

Para fluidos poliméricos

$$\mu_a = \mu_p + \frac{5 \tau_y D_p}{V_a}$$

CORRELACIÓN DE MOORE

Si: $N_{Rep} > 300$

$$V_s = 1.54 \left[D_p \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \right) \right]^{1/2}$$

Si: $3 \leq N_{Rep} \leq 300$

$$V_s = \frac{5.889 D_p (\rho_p - \rho_f)^{2/3}}{\rho_f^{1/3} \mu_a}$$

Si: $N_{Rep} \leq 3$

$$V_s = 691 \frac{D_p^2}{\mu_a} (\rho_p - \rho_f)$$

Número de Reynolds

$$N_{Rep} = 7730 \frac{\rho_f V_s D_p}{\mu_a}$$

Viscosidad aparente

$$\mu_a = \frac{K}{144} \left[\frac{60 (D_a - D_e)}{V_a} \right]^{1-n} \left(\frac{2 + \frac{1}{n}}{0.0208} \right)^n$$

Índice de consistencia

$$K = 511 \frac{0.300}{511^n}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CORRELACIÓN DE METZNER & REED

Velocidad de deslizamiento del recorte

$$V_s = 1.891 \left[\frac{D_p}{C_D} \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \right) \right]^{1/2}$$

Número de Reynolds

$$N_{Rep} = 581.91 \frac{\rho_f V_s^2}{K} \left(\frac{D_p}{36 V_s} \right)^n$$

Coefficiente de arrastre

Si: $N_{Rep} > 100$

$$C_D = \frac{1.75}{N_{Rep}^{0.1}}$$

Si: $1 < N_{Rep} \leq 100$

$$C_D = \frac{18.5}{N_{Rep}^{0.6}}$$

Si: $N_{Rep} \leq 1$

$$C_D = \frac{24}{N_{Rep}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

CORRELACIÓN DE WALKER Y MAYES

Velocidad de deslizamiento del recorte
(Régimen turbulento)

$$V_s = \frac{0.096 \tau_p}{\rho_p^{1/2}}$$

Velocidad de deslizamiento del recorte
(Régimen transición o laminar)

$$V_s = 0.01195 \tau_p \left(\frac{D_p \gamma_p}{\rho_p} \right)^{1/2}$$

Esfuerzo cortante alrededor del recorte

$$\tau_p = 22.80 [h_c (\rho_p - \rho_f)]^{1/2}$$

Velocidad de corte alrededor del recorte

$$\gamma_p = \left(\frac{\tau_p}{K} \right)^{1/n}$$

con:

n y K determinadas en el rango de τ_p

Velocidad de corte crítica alrededor del recorte

$$\gamma_c = \frac{64.65}{D_p P_p^{1/2}}$$

Determinación del régimen de flujo de la partícula

Si: $\gamma_p \leq \gamma_c$ Régimen laminar o transicional

Si: $\gamma_p > \gamma_c$ Régimen turbulento

PRESIONES GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DE TUBERÍAS (PRESIONES DE EMPUJE Y SUCCIÓN)

ECUACIONES GENERALES

Presión en el fondo del pozo
(@ cualquier profundidad D)

$$P_{\text{fondo}} = P_h \pm P_{\text{EMP/SUC}}$$

Densidad equivalente en el fondo del pozo
(@ cualquier profundidad D)

$$P_{\text{eq}} = \rho \pm \frac{10 P_{\text{EMP/SUC}}}{D}$$

Presión de empuje y/o succión

$$P_{\text{EMP/SUC}} = \sum_{i=1}^{N_{\text{SECC}}} P_{\text{EMP/SUC}i}$$

Las presiones de empuje y succión se obtienen mediante la determinación de la velocidad efectiva de empuje y succión en el espacio anular y las ecuaciones para la determinación de las pérdidas de presión por fricción, reemplazando el término de velocidad por el valor absoluto de V_{EMP} y/o V_{SUC}

Como es imposible conocer de antemano el régimen de flujo, primeramente se determina la presión, de empuje y/o succión, en cada sección en régimen laminar y posteriormente en régimen turbulento (o transicional y turbulento), seleccionándose como verdadera aquella que tenga el mayor valor absoluto.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TUBERÍA CERRADA Y TUBERÍA ABIERTA CON BOMBA OPERANDO

Velocidad efectiva del fluido
(En cada sección del espacio anular)

$$V_{EMP} = V_a + V_d + V_v$$

$$V_{SUC} = V_a - V_d - V_v$$

Para tubería cerrada: $v_a = 0$

Velocidad anular

$$V_a = \frac{24.51 Q}{(D_a^2 - D_e^2)}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Velocidad por desplazamiento

$$V_a = 60 V_p \left(\frac{D_e^2}{D_a^2 - D_e^2} \right)$$

Velocidad por arrastre viscoso
(Régimen laminar)

$$V_{VL} = -60 V_p \left[\frac{1 - \alpha^2 + 2\alpha^2 \ln(\alpha)}{2(1 - \alpha^2)\ln(\alpha)} \right]$$

con:

$$\alpha = \frac{D_e}{D_a}$$

Velocidad por arrastre viscoso
(Régimen turbulento)

$$V_{VT} = 60 K V_p$$

K puede obtenerse de la figura 1, en función de a (Fontenot y Clark recomiendan, para fines de cálculo, un valor aproximado igual a 0.5).

Presión de empuje

$$P_{EMP} = \sum_{i=1}^{N_{SECCa}} P_{EMPI} = \sum_{i=1}^{N_{SECCa}} \Delta P e_i$$

Presión de succión

$$P_{SUC} = - \sum_{i=1}^{N_{SECCa}} S P_{SUCCI} = - \sum_{i=1}^{N_{SECCa}} S \Delta P e_i$$

con:

$$S = +1 \text{ si } V_{SUC} > 0$$

$$S = -1 \text{ si } V_{SUC} < 0$$

TUBERÍA ABIERTA SIN BOMBA

El gasto verdadero que fluye por el espacio anular y por el interior de la sarta o tubería se obtiene cuando:

$$\sum_{i=1}^{N\text{SECC}_i} \Delta P_{ij} = \sum_{i=1}^{N\text{SECC}_a} \Delta P_{ai}$$

Gasto total desplazado por la sección de fondo

(Sarta de perforación)

$$Q_T = \frac{60 V_p [(L_{TS} - L_j) D_e^2 + L_j D_i^2]}{24.51 L_{TS}}$$

Gasto total desplazado por la sección de fondo

(Tubería franca)

$$Q_T = 60 V_p \frac{(D_a^2 - D_b^2)}{24.51}$$

Gasto total

$$Q_T = Q_{ad} + Q_{id}$$

$$Q_T = Q_T \left(\frac{Q_{id}}{Q_T} \right) + Q_T \left(1 - \frac{Q_{id}}{Q_T} \right)$$

Gasto por el interior de la sarta

$$Q_{id} = Q_T \left(\frac{Q_{id}}{Q_T} \right)$$

Gasto por el espacio anular

$$Q_{ad} = Q_T \left(1 - \frac{Q_{id}}{Q_T} \right)$$

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

Velocidad efectiva del fluido por el interior de la sarta

$$V_{ei} = \frac{24.51 Q_T}{D_i^2} \left(\frac{Q_{id}}{Q_T} \right)$$

Velocidad efectiva del fluido por el espacio anular

$$V_{ea} = V_d + V_v - V_{aQi}$$

Velocidad por desplazamiento

$$V_d = 60 V_p \left(\frac{D_e^2}{D_a^2 - D_e^2} \right)$$

Velocidad por arrastre viscoso
(Régimen laminar)

$$V_{vL} = -60 V_p \left[\frac{1 - \alpha^2 + 2 \alpha^2 \ln(\alpha)}{2 (1 - \alpha^2) \ln(\alpha)} \right]$$

con:

$$\alpha = \frac{D_e}{D_a}$$

Velocidad por arrastre viscoso
(Régimen turbulento)

$$V_{vT} = 60 K V_p$$

K puede obtenerse de la figura 1, en función de a (Fontenet y Clark recomiendan, para fines de cálculo, un valor aproximado igual a 0.5).

Componente de velocidad correspondiente al gasto de fluye por el interior de la sarta

$$V_{aQi} = \frac{24.51 Q_T}{D_a^2 - D_e^2} \left(\frac{Q_{id}}{Q_T} \right)$$

Velocidad de empuje

$$V_{EMP} = V_{ea}$$

Velocidad de succión

$$V_{SUC} = -V_{ea}$$

Presión de empuje

$$P_{EMP} = \sum_{i=1}^{N_{SECC}} P_{EMPI} = \sum_{i=1}^{N_{SECC}} P_{a_i}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Presión de succión

$$P_{SUC} = - \sum_{l=1}^{N_{SECC}} P_{SUCl} = - \sum_{l=1}^{N_{SECC}} P_{al}$$

Caída de presión en la barrena

$$\Delta P_b = \frac{\rho Q_T^2 \left(\frac{Q_l}{Q_T} \right)^2}{18511.7 \text{ At}}$$

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

NOMENCLATURA

REOLOGÍA DE LOS FLUIDOS DE PERFORACIÓN

| | |
|----------------|--|
| he | : Altura efectiva del bob, cm. |
| K | : Índice de consistencia, lb _r -seg ⁿ /100-pies ² . |
| K _R | : Constante del resorte de torsión, dinas-cm/grados. |
| N | : Velocidad de rotación de la camisa, rpm. |
| n | : Índice de comportamiento de flujo, adim. |
| Rb | : Radio del bob, cm. |
| Rc | : Radio de la camisa, cm. |
| γ | : Velocidad de corte, 1/seg. |
| η | : Viscosidad aparente del fluido a una (N) determinada, cp. |
| μ | : Viscosidad absoluta o Newtoniana, cp. |
| η _p | : Viscosidad plástica, cp. |
| θ | : Lectura Fann, deflexión del resorte, grados. |
| τ | : Esfuerzo cortante, lb/100-pies ² . |
| τ _y | : Esfuerzo de cedencia, lb/100-pies ² . |

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

PÉRDIDAS DE PRESION POR FRICCION

| | |
|----------------|---|
| a | : Exponente en el factor de fricción en régimen turbulento, para el criterio del número de Hedstrom, adim. Parámetro del factor de fricción para los modelos de Ley de Potencias y Ley de Potencias con Punto de Cedencia, adim. |
| At | : Area de flujo de las toberas, pg. |
| b | : Parámetro del factor de fricción para los modelos de Ley de Potencias y Ley de Potencias con Punto de Cedencia, adim. |
| c | : Parámetro del factor geométrico para el modelo de Ley de Potencias con Punto de Cedencia, adim. |
| d | : Diámetro de toberas, 1/32 pg. |
| Da | : Diámetro del agujero o diámetro interior de tubería de revestimiento, pg. |
| De | : Diámetro exterior de la tubería, pg. |
| Di | : Diámetro interior de la tubería, pg. |
| f | : Factor de fricción, adim. |
| f _L | : Factor de fricción laminar, adim. |
| f _T | : Factor de fricción turbulento, adim. |
| G | : Factor geométrico para el modelo de Ley de Potencias con Punto de Cedencia, adim. |

- K** : Índice de consistencia del fluido, modelo de Ley de Potencias y modelo de Ley de Potencias con Punto de Cedencia, $\text{lb}_r\text{-segn}/100\text{-pies}^2$ y $\text{lb}_r\text{-rpm}/100\text{-pies}^2$, respectivamente.
Constante que depende de la geometría del pozo y las características del fluido (pérdida de presión por fricción por gasto unitario), $\text{Kg}/\text{cm}^2/\text{gpm}$.
- L** : Longitud, m.
- m** : Exponente en el factor de fricción para cualquier régimen de flujo, para el criterio del número de Hedstrom, adim.
Exponente del gasto que depende del régimen de flujo y características del fluido, adim.
- n** : Índice de comportamiento de flujo, adim.
- NHe** : Número de Hedstrom, adim.
- NRe** : Número de Reynolds, adim.
- NRec_L** : Número de Reynolds crítico laminar, adim.
- NRec_T** : Número de Reynolds crítico turbulento, adim.
- Ps** : Presión superficial de bombeo, Kg/cm^2 .
- Q** : Gasto de flujo, gal/min.
- R** : Velocidad de rotación equivalente, rpm.
- V** : Velocidad del flujo, pies/min.
- Vc** : Velocidad crítica, pies/min.
- X** : Parámetro para del factor geométrico para el modelo de Ley de Potencias con Punto de Cedencia, adim.
- α** : Relación de diámetros, adim.
- ΔP_f** : Pérdida de presión por fricción en cualquier sección del sistema hidráulico del pozo, Kg/cm^2 .
- ΔP_b** : Pérdida de presión por fricción a través de las toberas de la barrena, Kg/cm^2 .
- ΔP_p** : Pérdida de presión por fricción en el sistema circulatorio excluyendo a la barrena (pérdida de presión parásita) al gasto Q, Kg/cm^2 .
- ρ** : Densidad del fluido, gr/cm^3 .
- τ_y** : Punto de cedencia del fluido, $\text{lb}/100\text{-pies}^2$.
- 0** : Lectura Fann equivalente, $\text{lb}/100\text{-pies}^2$.
- θ_o** : Gelatinosidad inicial (Punto de cedencia para el modelo de Ley de Potencias con Punto de Cedencia), $\text{lb}/100\text{-pies}^2$.
- θ_{300}** : Lectura Fann @ 300 rpm, $\text{lb}/100\text{-pies}^2$.
- θ_{600}** : Lectura Fann @ 600 rpm, $\text{lb}/100\text{-pies}^2$.
- η_p** : Viscosidad plástica, cp.

OPTIMIZACION DE LA HIDRAULICA

- AI** : Area de flujo de las toberas, pg^2 .
- d** : Diámetro de toberas, $1/32 \text{ pg}$.



- D : Profundidad total, m.
- Da : Diámetro del agujero o diámetro interior de la tubería de revestimiento (de la sección más grande del espacio anular), pg.
- De : Diámetro exterior de la tubería de perforación (de la sección más grande del espacio anular), pg.
- Ev : Eficiencia volumétrica de flujo, %.
- Fb : Fuerza de impacto hidráulico en el fondo del pozo, lb_f.
- HHPb : Potencia hidráulica a través de las toberas de la barrena, HP.
- HHPs : Potencia hidráulica superficial disponible, HP.
- k : Pérdida de presión por fricción por gasto unitario y por unidad de longitud, (Kg/cm²/gpm/m).
- K : Constante que depende de la geometría del pozo y las características del fluido (pérdida de presión por fricción por gasto unitario), Kg/cm²/gpm.
- m : Exponente del gasto que depende del régimen de flujo y características del fluido, (adim).
- Ps : Presión superficial de bombeo, Kg/cm².
- Psmax : Máxima presión superficial de bombeo disponible, Kg/cm².
- Q : Gasto de flujo, gal/min.
- Qmax : Gasto de circulación máximo entregado por la bomba, gal/min.
- Qmin : Gasto de circulación mínimo necesario para levantar los recortes, gal/min.
- Qopt : Gasto de circulación óptimo, gal/min.
- Vamin : Velocidad anular mínima para levantar los recortes, pies/min.
- Vn : Velocidad del fluido a través de las toberas de la barrena, pies/seg.
- ρ : Densidad del fluido, gr/cm³.
- ΔP_{CS} : Pérdida de presión por fricción a través de las conexiones superficiales, Kg/cm².
- ΔP_b : Pérdida de presión por fricción a través de las toberas de la barrena, Kg/cm².
- ΔP_{b_{opt}} : Pérdida de presión óptima a través de las toberas de la barrena, Kg/cm².
- ΔP_{LB} : Pérdida de presión por fricción a través del interior de los lastrabarreras (cuantas secciones tenga el pozo), Kg/cm².
- ΔP_{LBa} : Pérdida de presión por fricción a través del espacio anular alrededor de los lastrabarreras (cuantas secciones tenga el pozo), Kg/cm².
- ΔP_p : Pérdida de presión por fricción en el sistema circulatorio excluyendo a la barrena (pérdida de presión parásita) al gasto Q, Kg/cm².
- ΔP_{p_{opt}} : Pérdida de presión por fricción óptima en el sistema circulatorio excluyendo a la barrena (pérdida de presión parásita óptima), Kg/cm².
- ΔP_{TP} : Pérdida de presión por fricción a través del interior de la tubería de perforación (cuantas secciones tenga el pozo), Kg/cm².
- ΔP_{TPa} : Pérdida de presión por fricción a través del espacio anular alrededor de la tubería de perforación (cuantas secciones tenga el pozo), Kg/cm².

CAPACIDAD DE ACARREO DE RECORTES

| | |
|-------------|---|
| C_D | : Coeficiente de arrastre, adim. |
| D_a | : Diámetro de agujero o diámetro interior de la tubería de revestimiento, pg. |
| D_e | : Diámetro exterior de la TP, pg. |
| D_p | : Diámetro de la partícula, pg. |
| f_p | : Fracción volumétrica de recortes en el espacio anular, %. |
| F | : Coeficiente de la velocidad de corte equivalente, adim. |
| h_c | : Espesor de la partícula (suponer: $h_c = d_p$), pg. |
| K | : Índice de consistencia en el modelo de Moore, cp equivalentes. Índice de consistencia, $lb\text{-seg}^n/100\text{-pies}^2$. |
| n | : Índice de comportamiento de flujo, adim. |
| NR_{Rep} | : Número de Reynolds de la partícula, adim. |
| Q | : Gasto volumétrico de flujo, gal/min. |
| Q_p | : Gasto volumétrico de sólidos, gal/min. |
| R | : Velocidad de penetración, m/hr. |
| R_T | : Relación de transporte, adim. |
| V_a | : Velocidad anular de flujo, pies/min. |
| $V_{a,min}$ | : Velocidad anular mínima para levantar los recortes, pies/min. |
| V_s | : Velocidad de deslizamiento de la partícula, pies/seg. |
| V_T | : Velocidad de transporte, pies/min. |
| ρ_f | : Densidad del fluido, gr/cm^3 . |
| ρ_m | : Densidad efectiva del fluido en el espacio anular, gr/cm^3 . |
| ρ_p | : Densidad de la partícula, gr/cm^3 . |
| γ_c | : Velocidad de corte crítica alrededor de la partícula, 1/seg. |
| γ_p | : Velocidad de corte desarrollada por la partícula, 1/seg. |
| μ_a | : Viscosidad aparente, cp. |
| μ_p | : Viscosidad plástica, cp. |
| τ_y | : Punto de cedencia, $lb/100\text{-pies}^2$. |
| τ_p | : Esfuerzo cortante alrededor de la partícula $lb/100\text{-pies}^2$. |

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

PRESIONES GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DE TUBERÍAS

| | |
|-----------------------|--|
| D | : Profundidad, m. |
| Da | : Diámetro del agujero o de la TR, pg. |
| De | : Diámetro exterior de la sección de tubería, pg. Diámetro exterior de la sección de fondo, pg. |
| Dj | : Diámetro promedio de hules, coples, etc; pg. |
| L _T | : Longitud total de la sección de fondo; m. |
| Lj | : Longitud de los hules, coples, etc; m. |
| N _{SECC} | : Número de secciones interiores o anulares. |
| N _{SECCA} | : Número de secciones anulares. |
| N _{SECCI} | : Número de secciones interiores. |
| P _{EMP} | : Presión de empuje, Kg/cm ² . |
| P _{EMP/SSUC} | : Presión de empuje o succión, Kg/cm ² . |
| P _{SUC} | : Presión de succión, Kg/cm ² . |
| Q | : Gasto de flujo proporcionado por la bomba, gpm. |
| Q _{ad} | : Gasto del fluido desplazado por la tubería, fluyendo por el espacio anular, gpm. |
| Q _{id} | : Gasto de fluido desplazado por la tubería, fluyendo por el interior de la tubería, gpm. |
| Q _T | : Gasto total desplazado por la sección de fondo de la sarta, gpm. |
| P _{fondo} | : Presión en el fondo del pozo (presión a cualquier profundidad de referencia), Kg/cm ² . |
| P _h | : Presión hidrostática, Kg/cm ² . |
| S | : Parámetro que depende del valor de la V _{succ} . |
| V _a | : Velocidad anular del fluido resultante del gasto de flujo proporcionado por la bomba; pies/min. |
| V _{aQi} | : Componente de la velocidad anular del fluido correspondiente al gasto que fluye por el interior de la tubería, pies/min. |
| V _d | : Velocidad anular del fluido debida al desplazamiento de la sarta; pies/min. |
| V _{ea} | : Velocidad efectiva del fluido por el espacio anular, pies/min. |
| V _{ei} | : Velocidad efectiva del fluido por el interior de la tubería, pies/min. |
| V _{EMP} | : Velocidad de empuje, pies/min. |
| V _{SUC} | : Velocidad de succión, pies/min. |
| V _p | : Velocidad de introducción o extracción de la tubería, pies/seg. |
| V _v | : Velocidad por arrastre viscoso (laminar o turbulento); pies/min. |
| V _{vL} | : Velocidad por arrastre viscoso laminar; pies/min. |
| V _{vT} | : Velocidad por arrastre viscoso turbulento; pies/min. |
| α | : Relación de diámetros, adim. |
| ΔP _b | : Pérdida de presión por fricción en la barrena, Kg/cm ² . |
| ΔP _{ai} | : Pérdida de presión por fricción en la sección I del espacio anular, Kg/cm ² . |

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

- ΔP_i : Pérdida de presión por fricción en la sección i del interior de la tubería, Kg/cm².
 P_e : Densidad equivalente, g/cm³.
 ρ : Densidad del fluido, gr/cm³.

ANEXO B

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TUTORIAL DEL PROGRAMA DE OPTIMIZACION DE LA PERFORACIÓN

“OPTIPERF”

Esté programa esta basado en tres métodos de perforación, utilizados para predecir el peso sobre barrena y velocidad de rotación óptimos para aplicarse en la perforación de una siguiente etapa del pozo petrolero.

Los modelos matemáticos utilizados son:

Método de Bourgoyne & Young

Método de Galle & Woods

Método de Young

MÉTODO DE BOURGOYNE & YOUNG

Para comenzar a utilizar éste método se debe tener presente que datos se van a requerir, de los cuales se debe saber de donde provienen o si se pueden obtener de una manera sencilla y sobre todo saber en que unidades se necesitan.

Datos requeridos:

Ejemplo:

| | | |
|--------------------------------------|-------|-------------------|
| Tiempo de viajes: | 6 | (Hrs) |
| Tiempo de conexión: | 1 | (Hrs) |
| Tiempo de rotación: | 12 | (Hrs) |
| Costo de barrena: | 400 | (Dólares) |
| Renta de equipo de perforación: | 500 | (Dólares / Hr) |
| Diámetro de barrena: | 9.875 | (pg) |
| Número de Reynolds: | 900 | |
| Desgaste fraccional del diente: | 0.75 | (Fracción) |
| Desgaste fraccional del balero: | 0.75 | (Fracción) |
| Peso inicial sobre barrena: | 0.5 | (1,000 Lb / pg) |
| Peso sobre barrena: | 4 | (1,000 Lb / pg) |
| Profundidad: | 7000 | (Ft) |
| Densidad equivalente de circulación: | 10 | (Lb / gal) |
| Velocidad de Rotación: | 100 | (RPM) |
| Ritmo de perforabilidad: | 4.5 | (Ft / Hr) |

Datos de Regresión Líneal:

| | |
|-----|---------|
| a1: | 3 |
| a2: | 0.0002 |
| a3: | 0.002 |
| a4: | 0.00004 |
| a5: | 1.2 |
| a6: | 0.6 |
| a7: | 0.9 |
| a8: | 0.4 |

Las constantes a_1 - a_8 son obtenidas de un análisis de regresión lineal del cual intervienen los siguientes parámetros; la profundidad, el ritmo de penetración, el peso sobre barrena, la velocidad de rotación, desgaste de diente, función del número de Reynolds, densidad equivalente de circulación y el gradiente de poro.

Datos de Tipo de Barrena utilizada:

Ejemplo:

Datos de Tipo de Barrena Utilizada

Clase de Barrena:

Parámetros:

Tipo de Balero:

Tipo de fluido de

H1: 1.84

No Sellado

Perforación:

H2: 6

Sellado

H3: 0.8

PBmáx: 8

b: 2.8

Los parámetros H_1 , H_2 , H_3 , PBmáx y b cambian al elegir la clase de barrena, el tipo de balero y el tipo de lodo usado.

Los parámetros son usados son:

Parámetros de desgaste de diente recomendados

| Clase de Barrena | H_1 | H_2 | H_3 | PBmáx |
|------------------|-------|-------|-------|-------|
| 1-1 a 1-2 | 1.90 | 7 | 1.00 | 7.0 |
| 1-3 a 1-4 | 1.84 | 6 | 0.80 | 8.0 |
| 2-1 a 2-2 | 1.80 | 5 | 0.60 | 8.5 |
| 2-3 | 1.76 | 4 | 0.48 | 9.0 |
| 3-1 | 1.70 | 3 | 0.36 | 10.0 |
| 3-2 | 1.65 | 2 | 0.26 | 10.0 |
| 3-3 | 1.60 | 2 | 0.20 | 10.0 |
| 4-1 | 1.50 | 2 | 0.18 | 10.0 |
| Insertos | 1.50 | 1 | 0.02 | |

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Parámetros de desgaste de balero recomendados

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

| Tipo de Balero | Fluido de Perforación | b |
|----------------|-----------------------|------|
| No Sellado | Lodo con Barita | 1.00 |
| | Lodo Sulfnatado | 1.25 |
| | Agua | 1.90 |
| | Lodo Arcilloso | 2.04 |
| | Lodo Base Aceite | 2.55 |
| Sellado | | 2.80 |

Cuando se inserten todos los datos pedidos presionar el botón Ejecutar para obtener los resultados.



NOTA: Cuando se cambien los datos se tendrá que presionar el botón Ejecutar nuevamente.

Resultados obtenidos:

Parámetros Obtenidos:

| | |
|-----|--------------|
| X2: | 3000 |
| X3: | -827.2274773 |
| X4: | -19870.79414 |
| X5: | 0 |
| X6: | 0 |
| X7: | -0.75 |
| X8: | 2.571428571 |
| Kp: | 0.499658393 |

Estos parámetros ya han sido discutidos en la teoría del método y serán utilizados para obtener los resultados finales.

Resultados Finales Obtenidos:

| | | |
|--|-------------|-------------------|
| Constante de Abrasión de la formación: | 15.75384615 | (Hrs) |
| Constante de desgaste del balero: | 0.394010096 | |
| Peso óptimo sobre barrena: | 6.397435897 | (1,000 Lb / pg) |
| Tiempo esperado de vida de la barrena: | 16.12 | (Hrs) |
| Velocidad de rotación óptima: | 60.07352858 | (RPM) |
| Gradiente de poro: | 7.161315123 | (Lb / gal) |
| Costo por longitud perforada: | 10.70267652 | (Dólares / Ft) |

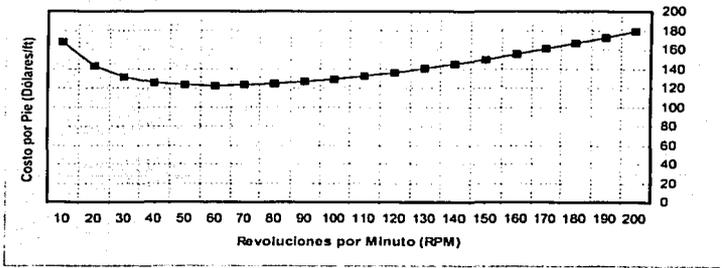
Dentro de los resultados se encuentran la constante de abrasión de la formación, el peso sobre barrena óptimo y la velocidad de rotación óptima para está profundidad en especial.

Haciendo variar los pesos sobre barrena y velocidades de rotación se obtendrán varios costos por longitud perforada, el cual el menor de todos proporcionará el peso sobre barrena y la velocidad de rotación óptimos para operar la siguiente barrena.

Ejemplo:

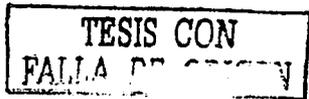
| RPM | Costo |
|-----|-------------|
| 200 | 18.53779982 |
| 190 | 17.55864989 |
| 180 | 16.62185734 |
| 170 | 15.72779019 |
| 160 | 14.87684098 |
| 150 | 14.05943 |
| 140 | 13.30600923 |
| 130 | 12.58706706 |
| 120 | 11.91313412 |
| 110 | 11.2847908 |
| 100 | 10.70267652 |
| 90 | 10.16750213 |
| 80 | 9.680066355 |
| 70 | 9.241278469 |
| 60 | 8.852190782 |
| 50 | 8.514047312 |
| 40 | 8.228361429 |
| 30 | 46.40325095 |
| 20 | 27.79811078 |
| 10 | 9.709984865 |

Costo por Longitud Perforada



Peso sobre Barrena: (1,000 lb / pg)

64
TESIS CON FALLA DE ORIGEN



MÉTODO DE GALLE & WOODS

Para comenzar a utilizar éste método se debe tener presente que datos se van a requerir, de los cuales se debe saber de donde provienen o si se pueden obtener de una manera sencilla y sobre todo saber en que unidades se necesitan.

Los datos requeridos necesitados son de una etapa anterior de perforación o de un pozo de correlación, estos datos son tomados del lugar de trabajo y de datos de fabricantes de barrenas.

Se va a determinar el tipo de formación que tenemos, teniendo una limitancia, no se hace la distinción de que tipo de litología esta presente, sino que clasifica solo si es suave o es dura.

Al elegir que tipo de formación es los valores de la constante K toman los valores siguientes:

| Tipo de Formación | K |
|-------------------|------|
| Suave | 0.95 |
| Dura | 0.05 |

Se debe tener en cuenta que al elegir el tipo de formación la constante K cambia automáticamente.

Ejemplo:

Datos Requeridos

- Tiempo de rotación: 10 (Hrs)
- Costo de barrena: 200 (Dólares)
- Renta de equipo de perforación: 50 (Dólares / Hr)
- Desgaste fraccional del diente: 0.75
- Desgaste fraccional del balero: 0.5
- Longitud perforada: 55
- Profundidad: 3048
- Velocidad de Rotación: 150 (RPM)
- Peso sobre barrena: 20 (1,000 Lb / pg)
- Constante de Abrasión de la formación: 2.32

Tipo de Formación:

k:

Cuando se inserten todos los datos pedidos presionar el botón Ejecutar para obtener los



resultados.

NOTA: Cuando se cambien los datos se tendrá que presionar el botón Ejecutar nuevamente.

Parámetros
obtenidos:

| | |
|-----|------------|
| U: | 1833.48997 |
| V: | |
| i: | |
| m: | 429.917387 |
| m*: | 0.60196501 |
| L: | 4482.64556 |
| S: | 0.57748567 |
| r: | 8.63338852 |
| Cf: | 0.06999211 |
| Df: | 0.16238171 |
| Z: | 1166.89817 |

Estos parámetros ya han sido discutidos en la teoría del método y serán utilizados para obtener los resultados finales.

Resultados finales obtenidos:

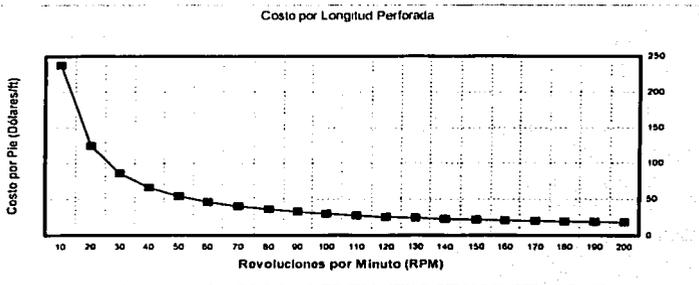
| | | |
|-------------------------------|------------|------------------|
| Tiempo de rotación: | 8.62887861 | (Hrs) |
| Desgaste del balero: | 0.5 | |
| Intervalo perforado: | 57.1370317 | |
| Tiempo de viaje calculado: | 12.192 | (Hrs) |
| Costo por longitud perforada: | 22.9203366 | (Dólares / Hr) |

Haciendo variar los pesos sobre barrena y velocidades de rotación se obtendrán varios costos por longitud perforada, el cual el menor de todos proporcionará el peso sobre barrena y la velocidad de rotación óptimos para operar la siguiente barrena.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

| RPM | Costo |
|-----|-------------|
| 200 | 18.25956744 |
| 190 | 18.75895369 |
| 180 | 19.33748023 |
| 170 | 20.01050876 |
| 160 | 20.79698719 |
| 150 | 21.7204831 |
| 140 | 22.81060972 |
| 130 | 24.10504979 |
| 120 | 25.65252473 |
| 110 | 27.51731995 |
| 100 | 29.78648483 |
| 90 | 32.58184923 |
| 80 | 36.08118301 |
| 70 | 40.55781914 |
| 60 | 46.46053393 |
| 50 | 54.59035086 |
| 40 | 66.54416364 |
| 30 | 86.04779886 |
| 20 | 124.29086 |
| 10 | 237.2726859 |



Peso sobre Barrera: 20 (1,000 lb / pg)

MÉTODO DE YOUNG

Para comenzar a utilizar éste método se debe tener presente que datos se van a requerir, de los cuales se debe saber de donde provienen o si se pueden obtener de una manera sencilla y sobre todo saber en que unidades se necesitan.

Datos de Barrena Anterior

Los datos requeridos de la barrena anterior son necesarios ya que se necesita que tipo de barrena se estaba utilizando, el tipo de balero, tipo de fluido de perforación y diámetro. Estas características definirán el valor que tomen los siguientes parámetros; P, Q, C1, FVB, D1, D2 y σ . Y los cuales cambiarán al elegir estos datos.

Dentro de que condiciones se estaba trabajando la barrena como son; peso sobre barrena, tiempo de rotación, tiempo de viaje y velocidad de rotación.

Resultados obtenidos de esta etapa dentro de los cuales se obtienen los desgaste de diente y de balero y los ritmos de penetración inicial y final. Todos estos datos son necesarios para predecir un óptimo uso de la barrena siguiente.

Datos de Barrena Actual

Los datos requeridos de la barrena actual son necesarios ya que se definirán el tipo de barrena a utilizar, el tipo de balero y el tipo de fluido de perforación. Estas características definirán el valor que tomen los siguientes parámetros; P, Q, C1, FVB, D1, D2 y σ . Y los cuales cambiarán al elegir estos datos.

Los datos del fabricante determinarán cuales serán el peso sobre barrena y velocidad de rotación máximos de la siguiente barrena así como el costo de la misma, los cuales el usuario decidirá cuales son los porcentajes óptimos a utilizarse supuestos para obtener óptimos verdaderos.

Parámetros de desgaste del diente.

| SERIE | CLASIFICACIÓN | SUBGRUPO | P | Q | C1 | FVB |
|-------|---------------|----------|------|----------|----|-----|
| 1 | Suave | 1 | 2.5 | 1.09e-4 | 7 | 1.0 |
| | | 2 | 2.0 | 0.87e-4 | 6 | 1.2 |
| | | 3 | 2.0 | 0.087e-4 | 6 | 1.2 |
| 2 | Media | 1 | 1.5 | 0.653e-4 | 5 | 1.2 |
| | | 2 | 1.2 | 0.522e-4 | 4 | 1.2 |
| | | 3 | 0.9 | 0.392e-4 | 3 | 1.2 |
| 3 | Dura | 1 | 0.65 | 0.283e-4 | 2 | 1.4 |
| | | 2 | 0.5 | 0.218e-4 | 2 | 1.4 |

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Parámetros del diámetro

TESIS CON
FALLA DE CORREN

| DIÁMETRO (pg) | D ₁ | D ₂ |
|---------------|----------------|----------------|
| 6 ¼ | 0.088 | 5.5 |
| 6 ½ | 0.083 | 5.61 |
| 7 7/8 | 0.074 | 5.94 |
| 8 5/8 | 0.071 | 6.11 |
| 9 ½ | 0.0665 | 6.325 |
| 9 5/8 | 0.066 | 6.38 |
| 9 7/8 | 0.065 | 6.44 |
| 10 ¾ | 0.062 | 6.68 |
| 12 ¼ | 0.0580 | 7.15 |
| 13 ¾ | 0.0055 | 7.56 |

Ejemplo:

Datos requeridos de la Barrena Anterior

Clase de Barrena:

1-1-1

Tipo de Balero:

Tipo de fluido de Perforación:

No Sellado

Sellado

Lodo Base Acete

Diámetro (pg) :

9.875

Parámetros :

P : 2.5
 Q : 0.000109
 C1 : 7
 FVB : 1
 D1 : 0.065
 D2 : 6.44
 σ : 1.5

Peso sobre Barrena:

40 (1000 lb / pg)

Velocidad de Rotación:

100 RPM

Tiempo de Rotación:

11 (Hrs)

Tiempo de Viaje:

16 (Hrs)

Desgaste del Diente:

5 (1/8 pg)

Desgaste del Balero:

6 (1/8 pg)

Ritmo de Penetración Inicial:

28.29 (ft / hr)

Ritmo de Penetración Final:

17.45 (ft / hr)

Datos requeridos de la Barrena ActualClase de Barrena:

Tipo de Balero: Tipo de fluido de Perforación:

 No Sellado SelladoDiámetro (pg) : **Parámetros :**P: Q: C1: FVB: D1: D2: σ : **Datos de Fabricante de Barrena**

Costo de Barrena:

 (Dólares)

Peso Máximo sobre Barrena:

 (1000 lb / pg)

Velocidad Máxima de Rotación:

 RPMElegir Peso Optimo:

%

= Elegir RPM Optimo:

%

=

Renta del Equipo de Perforación:

 (Dólares / hr)**Datos de la prueba de perforabilidad**

La prueba de perforabilidad también se le conoce como la prueba de los cinco pasos, la cual tiene por objetivo determinar los parámetros mas específicos de la formación a perforar como de los efectos del fluido de perforación, estos parámetros son: Peso mínimo para perforar (PISB), exponente del efecto de la velocidad de rotación y factor de perforabilidad.

Ejemplo:

| Datos de Perforabilidad | | | |
|-------------------------|---|--------------------------------|---------------|
| Punto | Peso sobre Barrena (10 ³ lb) | Ritmo de Penetración (ft / hr) | Rotaria (rpm) |
| 1 | 43 | 28 | 115 |
| 2 | 35 | 18 | 80 |
| 3 | 35 | 27 | 150 |
| 4 | 50 | 36 | 150 |
| 5 | 50 | 25 | 80 |
| 6 | 43 | 29 | 115 |

170
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Cuando se inserten todos los datos pedidos presionar el botón Ejecutar para obtener los resultados.



NOTA: Cuando se cambien los datos se tendrá que presionar el botón Ejecutar nuevamente.

Parámetros Obtenidos de Perforabilidad

| | |
|-------------|-------------|
| Error: | 3.571428571 |
| λ : | 0.612549804 |
| M: | 24.88095238 |
| Kf: | 0.067951562 |

Valoración de la Prueba de Perforabilidad: Buena

Párametros Obtenidos

| | |
|----------------|-------------|
| C2: | 3.138888889 |
| b: | 371040.5788 |
| Af: | 1.937199291 |
| Corrección C2: | 3.515555556 |
| Corrección b: | 414328.6463 |

Estos parámetros serán utilizados para obtener los resultados finales, dentro de los cuales se encuentran: los tiempos de vida del balero y del diente, así como su desgaste; el menor de ellos determinará la vida de la barrena. Y el costo por longitud perforada la cual nos determinará el peso y velocidad óptima a la cual se trabajará la barrena actual.

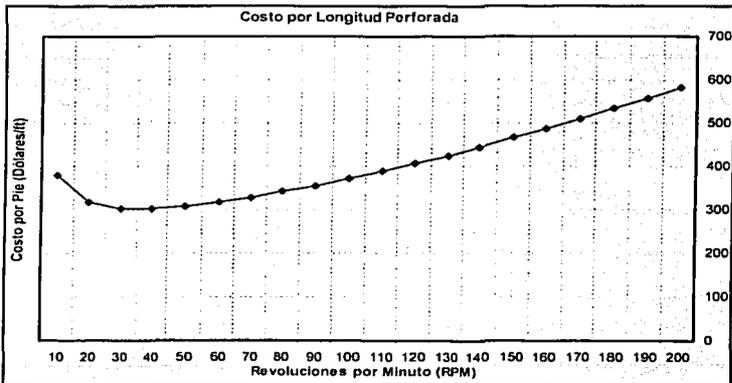
Resultados Finales Obtenidos:

| | | |
|-------------------------------|-------------|----------------|
| Tiempo de vida del Diente: | 13.27236128 | (hrs) |
| Tiempo de vida del Balero: | 2.108328141 | (hrs) |
| Desgaste Final del Diente: | 0.447585281 | |
| Desgaste Final del Balero: | 1 | |
| Y: | 23.59674829 | |
| Costo por longitud perforada: | 484.2343071 | (Dólares / ft) |

Haciendo variar los pesos sobre barrena y velocidades de rotación se obtendrán varios costos por longitud perforada, el cual el menor de todos proporcionará el peso sobre barrena y la velocidad de rotación óptimos para operar la siguiente barrena.

Ejemplo:

| RPM | Costo |
|-----|-------------|
| 200 | 552.3369385 |
| 190 | 529.0254967 |
| 180 | 506.318175 |
| 170 | 484.2343071 |
| 160 | 462.8073325 |
| 150 | 442.0650753 |
| 140 | 422.0401353 |
| 130 | 402.7684796 |
| 120 | 384.2904019 |
| 110 | 366.6521604 |
| 100 | 349.9088987 |
| 90 | 334.1300356 |
| 80 | 319.4095714 |
| 70 | 305.8866083 |
| 60 | 293.7884463 |
| 50 | 283.5280131 |
| 40 | 275.948803 |
| 30 | 273.0470118 |
| 20 | 280.7284152 |
| 10 | 326.2245751 |



Peso sobre Barrena: 34 (1,000 lb / pg)

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

BIBLIOGRAFÍA

- Leon Loya, J.G.: "FUNDAMENTOS DE REOLOGÍA NO-NEWTONIANA Y VISCOSIMETRÍA CAPILAR Y ROTACIONAL"; SUBD. TEC. EXPLOTACION, IMP; 1987.
- Leon Loya, J.G.; NOTAS PERSONALES, Cursos sobre Optimización de la Perforación y Cursos sobre Reología de Fluidos e Hidráulica, ESIA-IPN, DEPEFI-UNAM.
- Leon Loya, J.G., Martínez, L.R. y Cortéz, A.M.: Reología de Fluidos No-Newtonianos a Través de Conductos Circulares; IMP, Subd. Tec. Explotación - Div. Perforación; febrero de 1988.
- Leon Loya, J.G.: "FUNDAMENTOS DE REOLOGÍA NO-NEWTONIANA Y VISCOSIMETRÍA CAPILAR Y ROTACIONAL"; Segunda Edición; Subdirección de Tecnología de Explotación, I.M.P.; marzo de 1988.
- API BOLETIN "THE REOLOGY OF OIL-WELL DRILLING MUD"; American Petroleum Institute; API BUL 13D; Second Edition, mayo 15 de 1985.
- Cortéz, A.M., Martínez, L.R. y Leon Loya, J.G.; Características de Diseño de un Viscosímetro Capilar de Laboratorio; IMP, Subd. Tec. Explotación - Div. Perforación; agosto de 1988.
- Craft, B.C., Holden, W.R. y Graves, E.D.: Well Design Drilling and Production; Prentice Hall, New Jersey 1962.
- Dodge, D.W.: Turbulent Flow of Non-Newtonian Fluids in Smooth Round Tubes; Tesis de Doctorado, Universidad de Delaware (1958).
- Dodge, D.W. y Metzner, A.B.: "Turbulent Flow of Non-Newtonian Systems"; A.I.Ch.E. Jour.; Vol. 5, No. 2 (1959) 189-204.
- Eirich, F.R.: Rheology Theory and Applications; Vol. 3; Academic Press., Inc.
- Govier, G.W. y Aziz, K.: The Flow of Complex Mixtures in Pipes; D. Van Nostrand Co., Inc.; Princeton, N.Y. (1972).
- Metzner, A.B.: "Non-Newtonian Technology: Fluid Mechanics, Mixing and Heat Transfer"; en Advances in Chemical Engineering; Vol. 1, Academic Pres; N.Y. (1956).
- Metzner, A.B. y Reed, J.C.: "Flow of Non-Newtonian Fluid. Correlation of the Laminar, Transition and Turbulent-Flow Regions"; A.I.Ch.E. Jour.; Vol. 1, 434 (1955).

- Moore, P.L.; "DRILLING PRACTICES MANUAL"; Tulsa: PennWell Books, 1974.
- NL BAROID/NL Industries, Inc.; Manuales.
- Randall, B.V. y Anderson, D.B.: "Flow of Mud During Drilling Operations"; J. Pet. Tech.; julio 1982.
- Streeter, V.L.: Handbook of Fluid Dynamics; McGraw Hill Book Co., Inc.; New York (1961).
- Van Wazer, et.al.: Viscosity and Flow Measurement: A Laboratory Handbook of Rheology; Interscience Publishers (1963).
- Azar, J.J.: DRILLING OPTIMIZATION; The University of Tulsa; Tulsa, OK.
- Azar, J.J.: PETROLEUM ENGINEERING; The University of Tulsa; Tulsa, OK.
- Eckel, J.R. y Bleistein, W.J.: "Nozzle Design and Its Effect on Drilling Rate and Pump Operation"; API Drilling and Production Practice, 1951, Pag. 28.
- Melrose, J.C., et al: "A Practical Utilization of the Theory of Bingham Plastic Flow in Stationary Pipes and Annuli"; Transactions of AIME, 1958; pag. 316.
- Moore, P.L.: "DRILLING PRACTICES MANUAL"; Tulsa: PennWell Books, 1974.
- Randall, B.V. y Anderson, D.B.: "Flow of Mud During Drilling Operations"; J. Pet. Tech.; julio, 1982.
- Scott, K.F.: "A New Approach to Drilling Hydraulics"; Petroleum Engineer; 1972, pag. 50-61.
- Streeter, V.L.: Handbook of Fluid Dynamics; McGraw Hill Book Co., Inc.; New York (1961).
- Zamora, M. y Bleler, R.: "Prediction of Drilling Mud Rheology Using a Simplified Herschel-Bulkley Model"; J. of Pressure Vessel Technology; agosto (1977), 485-490.
- Zamora, M. y Lord, D.L.: "Practical Analysis of Drilling Mud Flow in Pipes and Annuli"; Paper SPE 4976, Presented at the SPE-AIME 49th Annual Fall Meeting, Houston; October 6-9, 1974.
- Kendal, W.A. y Goins, W.C.: "Design and Operations of Jet Bit Programs for Maximum Hydraulic Horsepower, Impact Force, or Jet Velocity"; Transactions of AIME, 1960, pag. 238.
- Randall, B.V.: "Optimum Hydraulics in the Oil Patch".

- Moore, P.L.: DRILLING PRACTICE MANUAL; Petroleum Publishing Company; 1974.
- Chien, Sze-Foo: "Anular Velocity for Rotary Drilling Operations"; International Journal Rock Mechanics and Mining Sci.: Vol. 9; 1972.
- Walker, R.E., Mayes, T.M.: "Design Muds for Carrying Capacity"; Journal of Petroleum Technology; Julio 1975.
- Sifferman, et al.: "Drill Cutting Transport in Full-Scale Vertical Annuli"; Journal of Petroleum Technology; Nov. 1974.
- Williams, C.E., Bruce, G.H.: "Carrying Capacity of drilling Muds"; Transactions of AIME; 1951; Vol. 191.
- Zeidler, H.U.: "An Experimental Analysis of the Transport of Drilled Particles"; Soc. of petroleum Engineers Journal; Febrero, 1972.
- Zeidler, H.U.: "Fluid and Drilled Particle Dynamics Related to Drilling Mud Carrying Capacity"; Ph. Disertación, The University of Tulsa, 1974.
- Sample, K.J., Bourgoyne, A.T.: "An Experimental Evaluation of Correlations Used for Predicting Cutting Slip Velocity"; SPE Paper No. 6645; 1977.
- Sample, K.J., Bourgoyne, A.T.: "Development of Improved Laboratory and Field Procedures for Determining the Carrying Capacity of Drilling Fluids"; SPE Paper No. 7497; 1978.
- Fontenot, J.E. y Clark, R.K.: "An Improved Method for Calculating Swab and Surge Pressures and Circulating Pressures in a Drilling Well"; Soc. of Petroleum Engineers Journal; Octubre, 1974; pag. 451.
- Burkhardt, J. A.: "Wellbore Pressure Surges Produced by Pipe Movement"; Journal of Petroleum Technology; Junio, 1961; Trans. of AIME, Vol. 222.
- Schuh, F. J.: "Computer Makes Surge-Pressure Calculations Useful"; Oil and Gas Journal; Agosto 3, 1964; pag. 96.
- Bourgoyne, A. T. Jr y Young, F. S., Jr.: "A multiple regression approach to optimal drilling and abnormal pressure detection" SPE Journal. Agosto 1974. vol.14. #4; SPE 4238; Tran. AIME vol. 257.
- Young, F. S. Jr., y Tanner, K.D.: "Recent developments in onsite well monitoring systems". Petroleum short course, Texas Tech. U., (April 1972)

- Maurer, W. C.: "The Perfect Cleaning theory of rotary drilling". J. Pet. Tch. (Nov. 1962) 1270-1274; Trans., AIME, vol. 225
- Murray, A. S., y Cunningham, R. A.: "The effect of mud column pressure on drillind rates". Trans., AIME (1955) vol. 204. 196-204
- Coms, G. D.: "Prediction of pore pressure from penetration rate". Second symposium on abnormal subsurface pore pressure, Baton Rouge, La. (February, 1970)
- Vidrine, D. J., y Benit, E. J.: "Field verification of the effects of differential pressure on drilling rate". J. Pet. Tech. (July 1968) 676-682
- Cunningham, A. J., y Eenink, J. G.: "Laboratory study of effect of overburden. Formation and mud column pressure on drilling rate of permeable formations". Trans., AIME (1959) vol. 216. 9-17
- Garnier, A. J., y Van Lingen, N. H.: "Phenomena affecting drilling rates at depth", Trans., AIME (1959) vol. 216. 232-239
- Edwards, J. H.: "Engineering design of drilling operations". Drill and Prod. Prac. API (1964) 39
- Galle, E. M. y Woods, A. B.: "Best constant weight and rotary speed for rotary rock bits" Drill and prod. Prac. API (1963) 48
- Graham J. W., y Muench, N. L.: "Analytical determination of optimum bit weight and rotary speed combinations". SPE 1319 – G presentado en el encuentro atornal anual 34avo. Del SPE – AIME, Dallas, Oct. 4 – 7, 1959.
- Young, F. S. Jr., y Tanner, K.D.: "Recent developments in onsite well monitoring systems", Petroleum short course, Texas Tech. U., (April 1972)
- Maurer, W. C.: "The Perfect Cleaning theory of rotary drilling". J. Pet. Tch. (Nov. 1962) 1270-1274; Trans., AIME, vol. 225
- Coms, G. D.: "Prediction of pore pressure from penetration rate". Second symposium on abnormal subsurface pore pressure, Baton Rouge, La. (February, 1970)
- Vidrine, D. J., y Benit, E. J.: "Field verification of the effects of differential pressure on drilling rate". J. Pet. Tech. (July 1968) 676-682
- Cunningham, A. J., y Eenink, J. G.: "Laboratory study of effect of overburden. Formation and mud column pressure on drilling rate of permeable formations". Trans., AIME (1959) vol. 216. 9-17

- Garnier, A. J., y Van Lingen, N. H.: "Phenomena affecting drilling rates at depth", Trans., AIME (1959) vol. 216. 232-239
- Edwards, J. H.: "Engineering design of drilling operations". Drill and Prod. Prac. API (1964) 39
- Graham J. W., y Muench, N. L.: "Analytical determination of optimum bit weight and rotary speed combinations". SPE 1319 - G presentado en el encuentro anual 34avo. Del SPE - AIME, Dallas, Oct. 4 - 7, 1959.

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**