

ANÁLISIS DE LA HIDRÁULICA DE LA PERFORACIÓN CON REVESTIMIENTO

ANALISYS OF CASING DRILLING'S HYDRAULIC

CLAUDIA MARCELA RENGIFO ABADIA

*Ingeniera de Petróleos, Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia-Sede Medellín
cmrengif@unalmed.edu.co*

JUAN MANUEL ARROYAVE ZULUAGA

*Ingeniero de Petróleos, Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia-Sede Medellín
jmarroya@unalmed.edu.co*

CARLOS MARIO SIERRA RESTREPO

*Ingeniero de Petróleos, Profesor Asociado Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia-Sede Medellín
cmsierra@unalmed.edu.co*

Recibido para revisar 3 de Octubre de 2005, aceptado 13 de Marzo de 2006, versión final 2 de Mayo de 2006

RESUMEN: En este estudio se presentan los modelos para calcular las pérdidas de presión por fricción en anulares para la perforación con revestimiento en los que se incluye el modelo convencional y los desarrollados por Díaz [1] y Wei [2] con los cuales se pretende mostrar el efecto de parámetros como la geometría del pozo, la rotación y la excentricidad sobre la hidráulica de este tipo de perforación. Previo a la presentación de los modelos se muestran los conceptos básicos y el ensamblaje de fondo usados en esta técnica. Para estudiar estos modelos se realiza una aplicación en Visual Fortran 6.0 y se construyen gráficos que permiten analizar los conceptos planteados en la teoría y observar como afectan las condiciones de perforación el diseño hidráulico.

PALABRAS CLAVE: Perforación con revestimiento, Flujo helicoidal, Rotación, Excentricidad, Hidráulica, Pérdidas de presión anulares.

ABSTRACT: In this study some models for calculating the annular pressure losses in casing drilling are presented. The conventional one as well as a model developed by Wei and Diaz are included. The models try to show the effect of some parameters such as well geometry, eccentricity and rotation on the hydraulics of this type of drilling. Before the exposition of the models, the basic concepts and the Bottom Hole Assembly used by the technique are presented. In order to study these models a Visual Fortran 6.0 routine was made. Additionally, some graphs, allowing to analyze the theoretical concepts and to observe the effect of drilling conditions on the hydraulic design, were constructed.

KEYWORDS: Casing Drilling, Flow helical, Rotation, Eccentricity, Hydraulic, Annular losses of pressure.

1. INTRODUCCIÓN

La perforación con revestimiento es una tecnología emergente que permite perforar y revestir de forma simultánea. La sarta de revestimiento se usa para transmitir energía mecánica e hidráulica a la broca y el pozo se perfora por la rotación de ésta o se usa un motor de fondo.

en la perforación convencional, por dentro del revestimiento no se tienen restricciones y las pérdidas de presión son muy pocas. Por el contrario, el anular ofrece mayor restricción al flujo y las pérdidas de presión son más altas que las que se dan en anulares convencionales.

Al perforar con revestimiento la geometría de la trayectoria del fluido es diferente a la que se tiene

En este trabajo se presentan los principios de este tipo de perforación partiendo de conceptos básicos

de la perforación convencional y teniendo en cuenta dos parámetros importantes en la perforación de pozos estrechos: la rotación de la sarta y la excentricidad de la tubería en el hueco. Combinando todo esto se llega a predecir la hidráulica de la perforación con revestimiento para visualizar las diferencias en las pérdidas de presión debidas a estos factores.

El objetivo de este trabajo es realizar un estudio de la hidráulica de los fluidos en la perforación con revestimiento teniendo en cuenta factores particulares que afectan la presión de circulación en el fondo del pozo.

En general, los resultados encontrados muestran un mayor efecto de la excentricidad que de la rotación, tanto sobre el cálculo de las pérdidas de presión anulares como del área total óptima de boquillas.

2. LA PERFORACIÓN CON REVESTIMIENTO

La compañía Canadiense Tesco Corp [3] ha propuesto una nueva tecnología que usa componentes de la perforación convencional para perforar y revestir de forma simultánea, denominada como perforación con revestimiento (“Casing Drilling”). Gracias a ella se logra reducir el tiempo en viajes de tubería, se disminuyen los eventos no programados y se genera así una disminución de costos.

Sarta de revestimiento-ensamblaje de fondo de pozo

En la parte inferior de la sarta se encuentran conectadas las herramientas de fondo y accesorios necesarios para desarrollar este tipo de perforación, todas se diseñan para que el proceso sea eficiente en tiempo y costos. En la Figura 1 se ilustra la configuración de este sistema el cual se compone de dos cuerpos principales que se acoplan el uno en el otro.

3. MODELOS PARA CALCULAR LAS PÉRDIDAS DE PRESIÓN

Existen varios modelos para calcular las pérdidas de presión cuando se perfora con revestimiento. Algunos se basan en el análisis hidráulico

convencional mientras otros tienen en cuenta efectos adicionales como la excentricidad y la rotación de la tubería [1,2,5,6,7,8].

3.1 Modelo Convencional [3]

Se basa en la teoría que se aplica en la perforación tradicional. En general, no se considera la rotación de la tubería, se asume tubería concéntrica en el hueco y se desprecian las variaciones de temperatura a lo largo del pozo. Este modelo tiene dos vías para determinar las pérdidas de presión; usar el modelo reológico Ley de Potencia o el Plástico de Bingham. La Tabla A.1 presenta las ecuaciones que se usan bajo esta perspectiva.

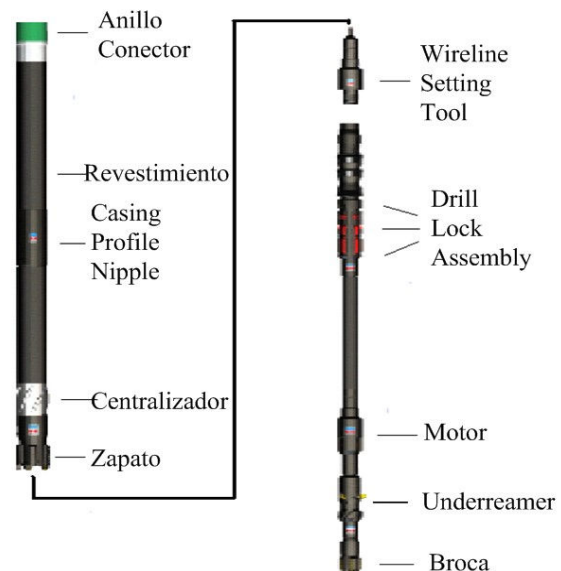


Figura 1. Ensamblaje de fondo de pozo para la perforación con revestimiento [3].

Figure 1. Bottom Hole Assembly in Casing Drilling.

3.2 Modelo de Luo y Peden [8]

Utiliza ecuaciones dimensionales para calcular parámetros como viscosidad aparente, velocidad angular y axial, tasa de flujo y gradiente de presión. Además introduce tres parámetros adimensionales: velocidad de rotación de la tubería, índice de comportamiento de flujo y la relación de diámetros anulares. Estos se usan para calcular el efecto de la rotación sobre las pérdidas de presión en anulares concéntricos.

El modelo parte del supuesto de que el

revestimiento rota a una velocidad angular ω_1 mientras que el tubo exterior (pozo) se mantiene estacionario. El fluido se comporta según el modelo ley de potencia y fluye a través del anular por la acción de un gradiente de presión constante P_g en dirección axial. Para determinar este gradiente se requiere de los parámetros dimensionales y adimensionales mencionados, y definidos en las ecuaciones A.22 a A.34.

3.3 Modelo de Wei [2]

Se basa en los parámetros reológicos del modelo Ley de potencia y calcula las pérdidas de presión en anulares en los que se considera el efecto combinado de la rotación y la excentricidad de la sarta.

Wei extiende la aproximación de Luo y Peden [8] a configuraciones excéntricas. La extensión se hace posible al considerar el flujo helicoidal en infinitos anulares concéntricos que tienen un radio interior constante y un radio exterior variable.

La Figura 2 ilustra la aproximación. La cara del pozo tiene un radio r_2 con centro en o_2 y una tubería de radio r_1 con centro en o_1 . Para hallar la distribución de velocidad en anulares concéntricos se requiere conocer un gradiente de presión, propiedades reológicas del fluido (valores de índice de consistencia, k e índice de comportamiento de flujo, n) y parámetros geométricos del pozo (r_1 y r_2).

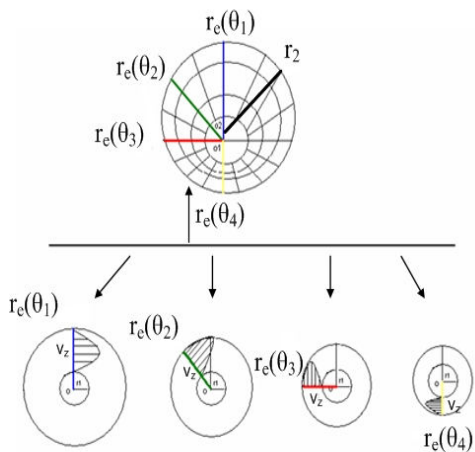


Figura 2. Ilustración de la aproximación de flujo helicoidal en configuraciones excéntricas [2].

Figure 2. Illustration of the approach of helical flow in an eccentric annulus.

Al usar la aproximación de Luo y Peden [8], la distribución de velocidad en un anular excéntrico a lo largo de un radio con dirección dada por el ángulo θ_1 , se aproxima a la distribución de velocidad de un anular concéntrico con radio interno r_1 y radio externo $r_e(\theta_1)$ tal como se muestra en la Figura 2.

La Figura 3a muestra el flujo helicoidal en una configuración excéntrica, donde r_1 es el radio interior, r_2 es el radio exterior y δ es el desplazamiento del eje de la tubería interior con respecto al eje de la tubería exterior. Tomando o_1 , centro de la tubería interna como el origen del sistema de coordenadas, la distancia del límite externo al origen, r_e varía con θ , por lo tanto r_e se escribe como $r_e(\theta)$. Su valor se puede calcular de la ley de coseno en el triángulo Co_1o_2 que aparece en la Figura 3b. El desarrollo numérico de este modelo usa las ecuaciones A.35 a A.48 de la Tabla A.2 para determinar las pérdidas de presión anulares.

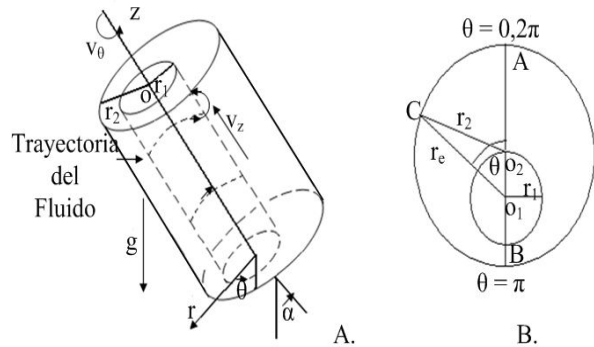


Figura 3. Aproximación de flujo helicoidal para anulares excéntricos. a. Vista frontal, b. vista superior.

Figure 3. Approach of helical flow in eccentric pipe configuration. a. Side view, b. Top view.

3.4 Modelo de Díaz [1]

El autor aproxima el anular como una ranura y crea un modelo que tiene en cuenta el efecto de la rotación de la tubería sobre las pérdidas de presión en el anular, para fluidos que se comportan según la Ley de potencia modificada.

Para el desarrollo matemático se asume fluido incompresible, proceso isotérmico y estado estable. El problema se resuelve al suponer dos placas paralelas separadas por una distancia igual al

espacio radial. Se asume un esfuerzo de corte promedio para el área mojada externa e interna del anular y un balance de fuerzas del fluido que pasa a través de la ranura permite determinar dicho esfuerzo $\tau_{w,prom}$ así como lo muestra la ecn A.49.

El flujo laminar helicoidal se presenta cuando el fluido pasa a través de dos placas paralelas y una de ellas se mueve a una velocidad U . La velocidad media para flujo laminar y turbulento se aproxima a $U/2$, y la componente de la velocidad tangencial se da por $\omega r_1 / 2$. La velocidad media absoluta del fluido v' es el vector resultante de $\omega r_1 / 2$ y v , donde v se define como la velocidad axial. Para considerar el efecto de la rotación de la sarta sobre las pérdidas de presión anulares se necesita rotar el sistema de coordenadas, tal como lo ilustra la Figura 4. Uno de los ejes se alinea con la dirección de la velocidad media absoluta del fluido, v' .

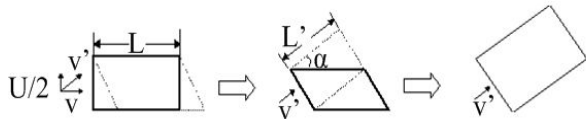


Figura 4. Rotación del sistema de coordenadas.
Figure 4. Rotation of x and y axes.

El modelo [1] requiere de una serie de ecuaciones, que calculan parámetros como área anular, área mojada, velocidad axial, factor de fricción y pérdidas de presión que se deben determinar con y sin rotación de la sarta. Además de éstas se requieren ecuaciones intermedias que permitan obtener factores propios del modelo Ley de Potencia modificada y determinar el régimen de flujo en cada sección de análisis. Todas las ecuaciones se presentan en la Tabla A.3.

4. OPTIMIZACIÓN DE LA HIDRÁULICA DE LA PERFORACIÓN CON REVESTIMIENTO

El procedimiento de optimización que se sigue en este trabajo es el mismo de la perforación convencional [4,9,10], el cual consiste en calcular las pérdidas de presión parásitas óptimas, obtener la tasa de flujo óptima y posteriormente con la caída de presión óptima a través de la broca, proponer

tamaños de boquillas que permitan una perforación más eficiente.

5. MODELAMIENTO DE LA HIDRÁULICA DE LA PERFORACIÓN CON REVESTIMIENTO

Para el estudio se construye un modelo a partir de los conceptos teóricos y numéricos desarrollados por Wei [2] y Díaz [1], ellos incluyen el efecto de la rotación y la excentricidad para calcular las pérdidas de presión anulares. Se seleccionan estos dos modelos debido a que las ecuaciones presentadas por los autores son de fácil manejo tanto matemático como de programación, sin perder exactitud en los cálculos.

Los diagramas de flujo que ilustran el procedimiento para calcular las pérdidas de presión en una sección anular de Diámetro externo e interno constante, se muestran en las Figuras 5 y 6.

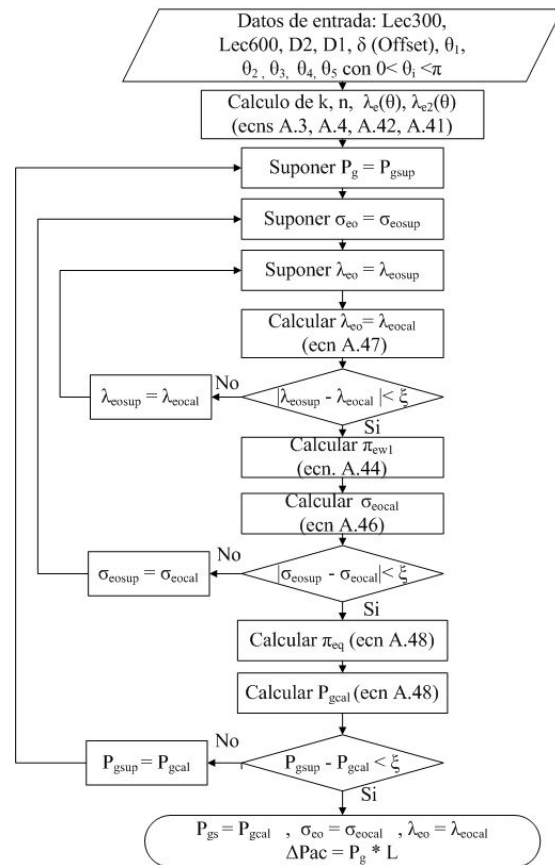


Figura 5. Diagrama de flujo para una sección anular (modelo de Wei).

Figure 5. Flow diagram for an annulus section (Wei's model).

6. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con el programa realizado se analizan los efectos de diferentes configuraciones sobre cada uno de los modelos seleccionados, lo que permite observar el efecto de la rotación y la excentricidad sobre la hidráulica de la perforación con revestimiento.

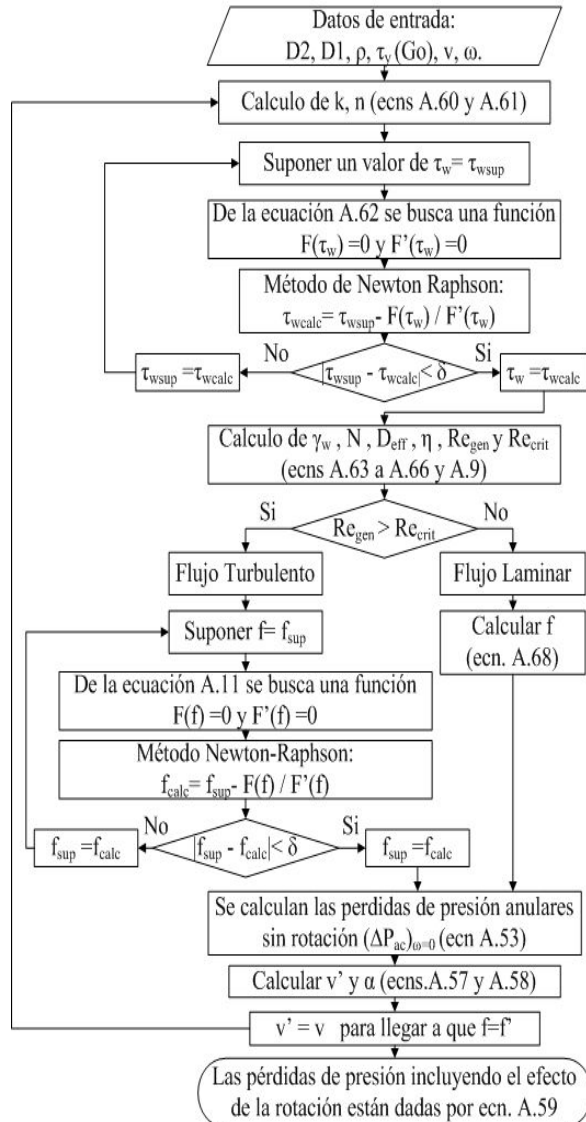


Figura 6. Diagrama de flujo para una sección anular (modelo de Díaz).

Figure 6. Flow diagram for an annulus section (Diaz's model).

Para realizar el análisis de resultados se utilizan ocho programas de lodo que se combinan con 6 geometrías diferentes y para cada uno de los modelos propuestos se compara el efecto que tiene cada combinación sobre las pérdidas de presión. El

programa elaborado en Compaq Visual Fortran 6.0 se ejecuta para 192 casos diferentes los cuales muestran tendencias según el efecto que se quiera observar. La Tabla 1 muestra las geometrías utilizadas para desarrollar el trabajo y la Tabla 2 presenta uno de los programas típico de lodos.

Tabla 1. Geometrías para ejecutar el programa. Table 1. Configurations for run the program.

Geometría	Diámetro interno del rev. (pulg)	Diámetro externo del rev. (pulg)	Diámetro del hueco (pulg)	Diámetro del underreamer (pulg)	Diámetro de la broca (pulg)
1.	8.921	11	12.25	12.25	8.750
2.	5.5	6.25	12.25	12.25	5.0
3.	4.950	5.25	6.5	6.5	4.5
4.	5.5	6.0	9.5	9.5	4.750
5.	6.184	7.00	8.5	8.5	6.125
6.	4.950	5.5	8.25	8.25	4.750

Tabla 2. Programa de lodos. Table 2. Mud program.

Profundidad	Densidad	Lec 600	Lec 300	τ_y
5000	9.5	35	20	1
6000	9.5	35	20	5
7000	9.5	35	20	5
8000	10.5	45	25	7
9000	11.0	50	32	9

6.1 Pérdidas de presión anulares con la profundidad (modelo convencional modelo de Díaz y modelo de Wei)

En las Figuras 7 - 9 se muestra el comportamiento de las pérdidas de presión con la profundidad para diferentes espacios anulares, con diámetro externo fijo ($D_2=8.5$ pulg) y diferentes diámetros internos. Para comparar los modelos convencional, de Díaz y de Wei se asume la misma densidad del lodo (9.5 lbm/gal), la rotación de la sarta es cero y la tubería está concéntrica en el hueco. Se puede observar que en los tres casos las pérdidas de presión para anulares estrechos ($D_2=8.5$ pulg y $D_1=7$ pulg) son 10 veces mayores que para anulares amplios ($D_2=8.5$ pulg y $D_1=4.5$ pulg). Este resultado se encuentra al calcular las pendientes, para un anular estrecho $m=0.0459$ y para uno amplio $m=0.0041$. Lo cual corrobora que las pérdidas de presión son más sensibles en

anulares estrechos, confirmando así la teoría [1,2]. Se observa además un comportamiento lineal de las pérdidas de presión con la profundidad, lo cual concuerda con la forma de las ecuaciones. El modelo de Wei predice valores de pérdidas de presión anulares menores ya que el modelo originalmente se diseña para valores de velocidad de rotación y excentricidad diferentes de cero.

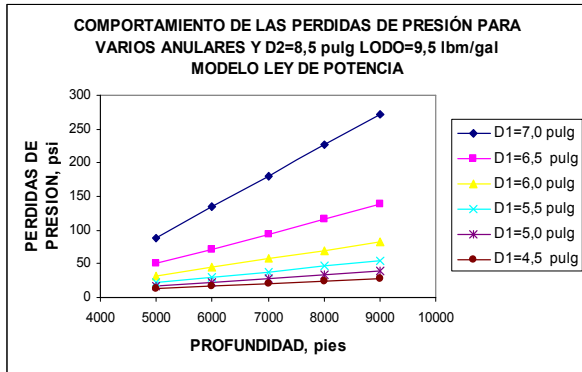


Figura 7. Comportamiento de las pérdidas de presión con profundidad para varios anulares.

Figure 7. Pressure losses behavior against depth for several annulus.

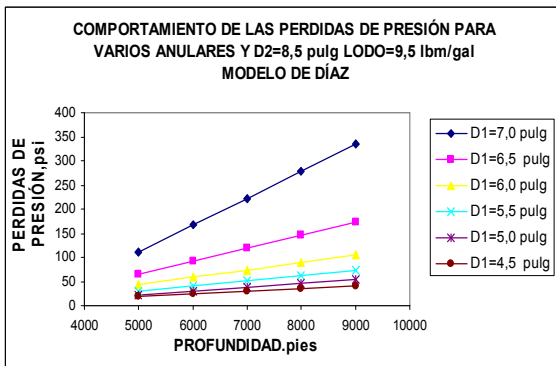


Figura 8. Comportamiento de las pérdidas de presión con profundidad para varios anulares.

Figure 8. Pressure losses behavior against depth for several annulus.

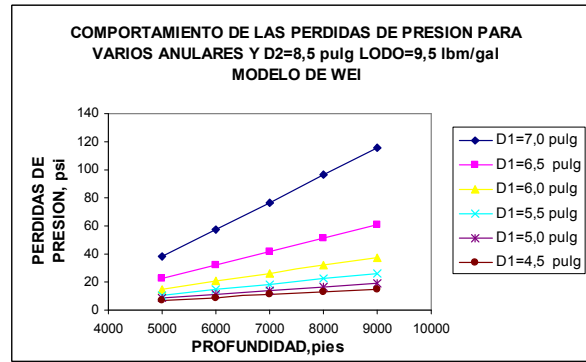


Figura 9. Comportamiento de las pérdidas de presión con profundidad para varios anulares.

Figure 9. Pressure losses behavior against depth for several annulus.

6.2 Pérdidas de presión con la velocidad de rotación de la sarta (modelo de Díaz y modelo de Wei)

Los modelos de Wei y Díaz consideran el efecto de la rotación de la tubería sobre las pérdidas de presión. En las Figuras 10 y 11 se muestran las tendencias para dos configuraciones anulares, una amplia y otra estrecha, con variaciones en la velocidad de rotación de la sarta que van desde 0 hasta 200 rpm, se usa un lodo de 9.5 lbm/gal y anular concéntrico. Para las dos figuras, la rama superior representa el comportamiento de las pérdidas de presión en un anular estrecho (D2=8.5 pulg y D1=7 pulg) y la inferior en un anular amplio (D2=8.5 pulg y D1= 5.5 pulg).

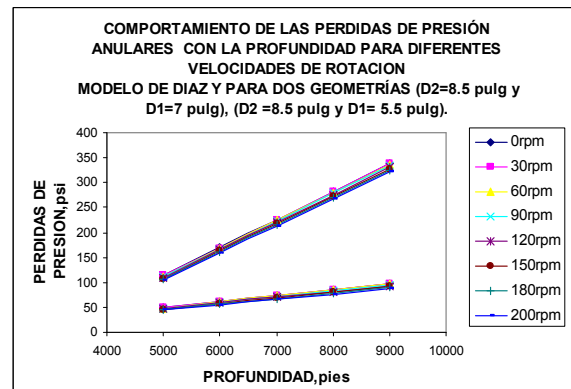


Figura 10. Comportamiento de las pérdidas de presión con la profundidad para diferentes velocidades de rotación.

Figure 10. Pressure losses behavior against depth for several speed rotation.

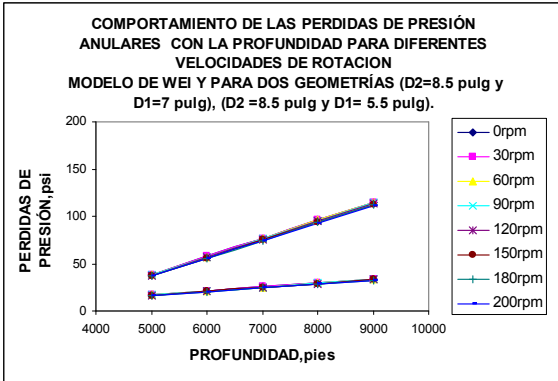


Figura 11. Comportamiento de las pérdidas de presión con la profundidad para diferentes velocidades de rotación.

Figure 11. Pressure losses behavior against depth for several speed rotation.

Según el comportamiento presentado en la Figura 10 (Modelo de Díaz) la disminución en las pérdidas con el aumento de la rotación es del 5%. En la Figura 11 (modelo de Wei) esta variación es cercana al 3%, lo que corrobora que el efecto de la rotación es despreciable tanto para anulares estrechos como para anulares amplios. Los resultados obtenidos están de acuerdo con lo presentado por los autores [6,7] en sus trabajos experimentales.

Se recomienda analizar este comportamiento en huecos delgados para determinar si a altas velocidades de rotación (cerca de 900rpm) las pérdidas de presión tienen variaciones significativas.

6.3 Pérdidas de presión anulares con la excentricidad de la sarta (modelo de Wei)

Las Figuras 12 y 13 presentan el comportamiento de las pérdidas de presión con la profundidad para varias excentricidades, rpm= 0 y rpm=200, lodo 9.5 lbm/gal, D2=8.5 y D1=7.0 pulg. Se puede observar que el efecto de la excentricidad es disminuir las pérdidas de presión. Si se toma una profundidad de 8000 pies con e= 0 las pérdidas de presión son de 96 psi, mientras que para la e=0.8 son de 57 psi, es decir, se obtiene una disminución cercana al 40%.

Estos resultados están de acuerdo con la teoría [4,6], la cual dice que a medida que aumenta la excentricidad de la sarta el decremento de las pérdidas está en el rango de 30-50%.

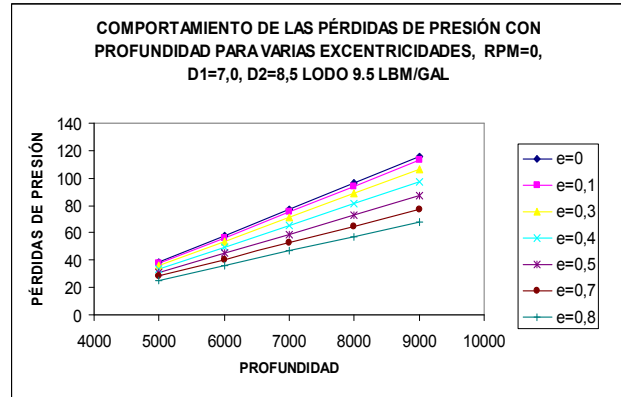


Figura 12. Comportamiento de las pérdidas de presión con la profundidad para diferentes excentricidades.

Figure 12. Pressure losses behavior against depth for several eccentric annulus.

6.4 Comportamiento de la Densidad Equivalente de Circulación con la rotación (modelo de Díaz y modelo de Wei)

Es importante determinar la presión del fluido en el fondo del pozo durante las operaciones de perforación para evitar que esta presión exceda la presión de fractura de la formación. En operaciones de campo la densidad equivalente es llamada Densidad Equivalente de Circulación (ECD) la cual debe ser referenciada a una profundidad vertical específica en el pozo.

La Figura 14 presenta el comportamiento de la ECD con la velocidad de rotación de la sarta para dos geometrías anulares concéntricas y un lodo de 9.5 lbm/gal. Para todos los casos en un anular estrecho (D2=8.5 pulg y D1=7pulg) se observa que el cambio de la ECD con la rotación es despreciable, como era de esperarse, debido al comportamiento obtenido en las pérdidas de presión.

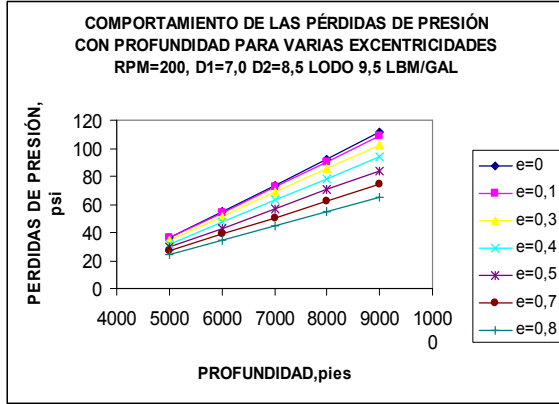


Figura 13. Comportamiento de las pérdidas de presión con la profundidad para diferentes excentricidades.

Figure 13. Pressure losses behavior against depth for several eccentric annulus.

Si se compara la ECD con la densidad estática de la columna es claro que el modelo de Díaz en anulares estrechos genera la mayor variación en densidad (ECD=10.17 lbm/gal y $\rho = 9.5$ lbm/gal). Esto podría ser perjudicial ya que el valor de la ECD influye en la determinación de la presión de circulación en el fondo del pozo, y si este valor es alto probablemente sobrepase la presión de fractura de la formación [1].

6.5 Comportamiento de la densidad equivalente de circulación con la excentricidad (modelo de Wei)

El comportamiento de la ECD con la excentricidad se ilustra en la Figura 15. Se toma una profundidad de 8000 pies, dos geometrías (D2=8.5 y D1=7.0 pulg), (D2=8.5 y D1=5.5) y un lodo de 9.5 lbm/gal. Para una geometría estrecha la ECD se reduce de 9.74 a 9.64 lbm/gal al pasar de una configuración concéntrica (e=0) a una excéntrica (e=0.8). La excentricidad hace que la ECD presente una tendencia constante en anulares amplios confirmando así que este parámetro se puede despreciar al perforar convencionalmente.

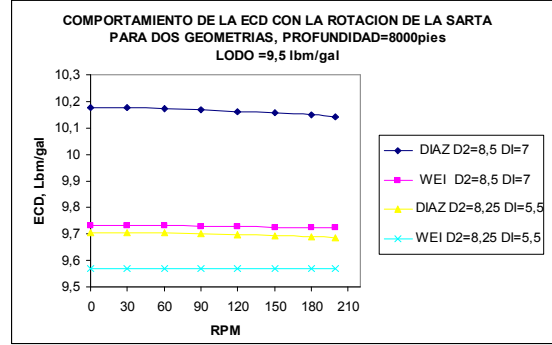


Figura 14. Comportamiento de la ECD con la rotación para dos geometrías.

Figure 14. ECD Behavior against speed rotation for two configurations.

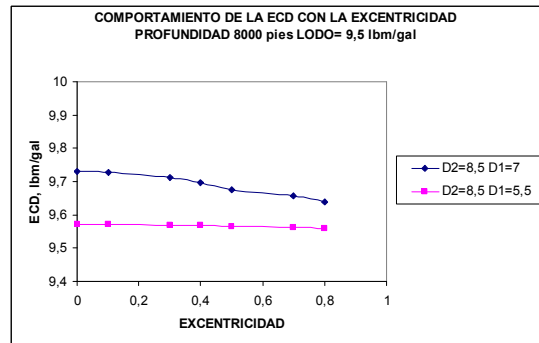


Figura 15. Comportamiento de la ECD con la excentricidad para dos geometrías.

Figure 15. ECD Behavior against eccentricity for two configurations.

6.6 Comportamiento particular de las pérdidas de presión con altas velocidades de rotación al usar el modelo de Díaz.

En las figuras 16 y 17 se ilustra un comportamiento particular de las pérdidas de presión anular con altas velocidades de rotación que se obtiene al usar el modelo de Díaz para un anular estrecho y otro amplio. Para velocidades de rotación por debajo de 200 rpm las pérdidas de presión tienen un comportamiento constante, pero para valores superiores a 210 rpm se encuentra que este comportamiento cambia de forma significativa. Lo anterior valida el supuesto teórico que dice que el modelo propuesto por Díaz no es aplicable para altas velocidades de rotación.

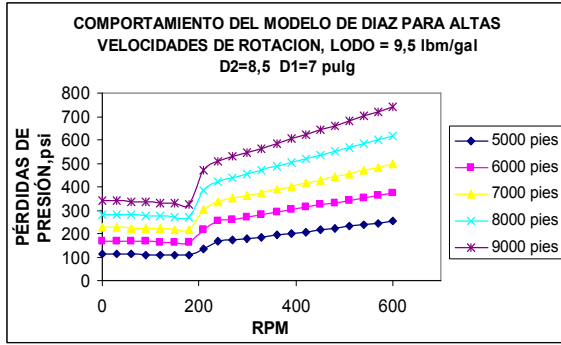


Figura 16. Comportamiento del modelo de Diaz para altas velocidades de rotación.
Figure 16. Behavior of Diaz’s model for high rotation speed.

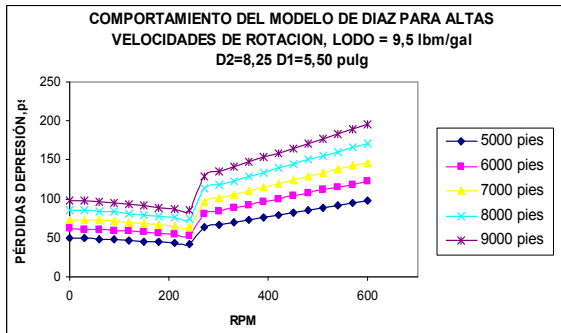


Figura 17. Comportamiento del modelo de Díaz para altas velocidades de rotación.
Figure 17. Behavior of Diaz’s model for high rotation speed.

6.7 Optimización de la hidráulica de la perforación con revestimiento

Para analizar la hidráulica de la perforación con revestimiento se utilizan los cuatro modelos propuestos y se toman los datos obtenidos de dos geometrías (D2=8.5 y D1=7.0 pulg), (D2=8.5 y D1=5.5) y dos lodos (densidad= 9.5 y 12.5lbm/gal) para visualizar tendencias y resultados.

6.7.1 Efecto de la rotación sobre el área total óptima de boquillas

Las Figuras 18, 19 y 20 muestran el comportamiento del área total óptima con la profundidad para los cuatro modelos propuestos con el uso de una geometría anular estrecha (D2=8.5, D1=7.0 pulg) y densidad del lodo 9.5 lbm/gal. En ellas se observa que el área total óptima de boquillas se encuentra dentro del mismo rango de

valores y que la rotación no afecta este parámetro. Se observó además que al aumentar la densidad del lodo se obtiene una mayor área total óptima de boquillas debido a que, como se mencionó en la sección anterior, las pérdidas de presión anulares aumentan y este hecho debe ser compensado con una disminución en las pérdidas de presión a través de la broca.

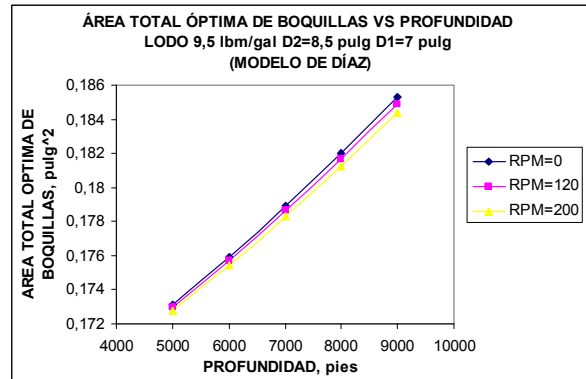


Figura 18. Área total óptima de boquillas con la profundidad.
Figure 18. Proper nozzle total area against depth

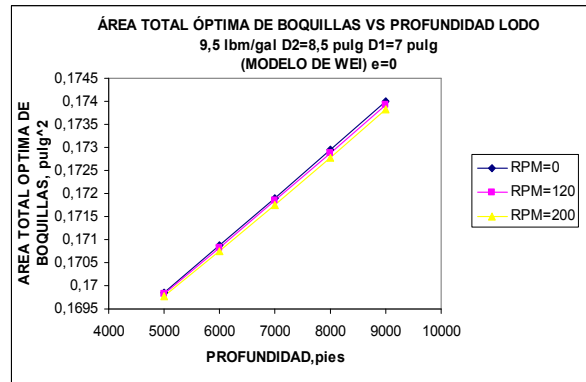


Figura 19. Área total óptima de boquillas con la profundidad.
Figure 19. Proper nozzle total area against depth

6.7.2 Efecto de la excentricidad sobre el área total óptima de las boquillas.

Las Figuras 21 y 22 presentan el efecto que tiene la excentricidad sobre el área óptima de boquillas para un anular estrecho (D2=8.25 pulg y D1=7 pulg) y para uno amplio (D2=8.5 pulg y D1= 5.5 pulg). Si se considera que el lodo tiene una densidad de 9.5 lbm/gal se observa que en el primer anular el área óptima de boquillas disminuye a medida que

aumenta la excentricidad, mientras que en la segunda geometría el área óptima de boquillas permanece constante con la excentricidad de la sarta. Si en la Figura 19 se toma una profundidad de 5000 pies el área óptima para $e=0$ es 0.1697 pulg^2 y para $e=0.8$ es 0.1692 pulg^2 mientras que para 8000 pies el área óptima de boquillas en $e=0$ es de 0.1727 pulg^2 y para $e=0.8$ es 0.1717 pulg^2 . Esto indica que la excentricidad en anulares estrechos es más significativa a mayores profundidades.

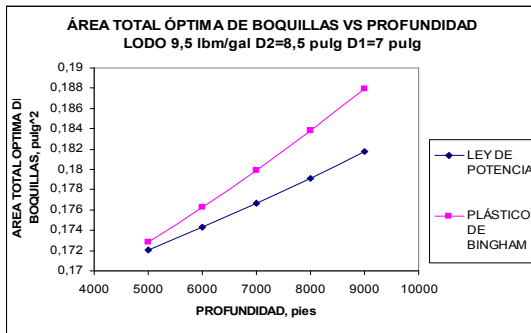


Figura 20. Área total óptima de boquillas con la profundidad, Modelo convencional.
Figure 20. Proper nozzle total area against depth, Conventional Model.

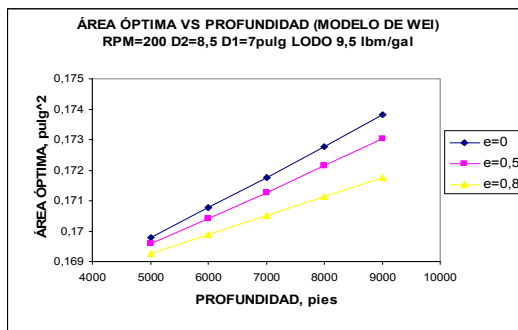


Figura 21. Área óptima de boquillas vs profundidad para distintos valores de excentricidad.
Figure 21. Proper nozzle total area against depth for several eccentric annulus.

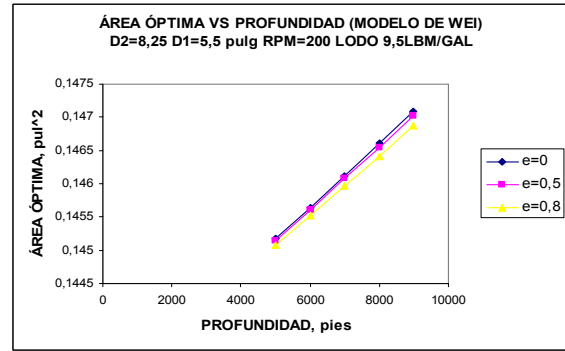


Figura 22. Área óptima de boquillas vs profundidad para distintos valores de excentricidad.
Figure 22. Proper nozzle total area against depth for several eccentric annulus.

7 CONCLUSIONES

Las siguientes conclusiones se obtienen después de correr el programa para 192 casos diferentes donde se toman las 6 geometrías y los ocho programas de lodo mencionados, además se varían los cuatro modelos propuestos y se construyen gráficos que permiten visualizar los diferentes efectos.

- A lo largo del trabajo se demuestra que la rotación no es un factor importante en la optimización de la hidráulica de la perforación con revestimiento. Este factor puede tener relevancia cuando se utilizan altas rotaciones (alrededor de 900 rpm) como lo muestran algunos autores². En este caso no se utilizan velocidades de este tipo porque las especificaciones del Top Drive utilizado en la perforación con revestimiento permite una velocidad de rotación máxima de 200 rpm.
- Para optimizar la hidráulica de la perforación con revestimiento es importante tener en cuenta factores como: la geometría del pozo (incluyendo la excentricidad) y la densidad del lodo ya que éstos influyen de forma directa en el tamaño de las boquillas que se requieren para perforar cualquier intervalo.

- En este trabajo se encuentra que en anulares estrechos cuando se tiene una geometría completamente excéntrica las pérdidas de presión se reducen en un 40% con respecto a una configuración concéntrica, lo cual concuerda con la teoría^{2,6} que establece que las pérdidas de presión se disminuyen entre 30 y 50% con la excentricidad. Esta variación se ve reflejada en el valor de la presión de circulación en el fondo y por tanto es necesario tener en cuenta este factor en operaciones de control de pozos.
- El modelo de Díaz presenta un comportamiento casi constante de las pérdidas de presión anulares con la profundidad hasta una velocidad de rotación de aproximadamente 200 rpm, al sobrepasar este valor cambia de comportamiento, dado que el modelo plantea la poca correlación que existe cuando la componente tangencial de la velocidad de flujo laminar helicoidal (U) es alta.
- Para todos los casos el modelo de Wei presenta menores valores en las pérdidas de presión anulares que el modelo de Díaz y el modelo convencional. Esto se atribuye a que éste se construye teniendo en cuenta el efecto de la rotación y la excentricidad y cuando se considera que el valor de estos dos parámetros es cero se subestima los valores de pérdidas de presión y presenta una diferencia notable con respecto a los otros modelos.
- En todos los casos de anulares estrechos se obtiene una disminución significativa en las pérdidas de presión (40%) cuando se pasa de una configuración concéntrica a una excéntrica, sin embargo, el área óptima de boquillas disminuye en solo 3%, esto se debe a que la disminución de las pérdidas de presión anulares se compensa aumentando la caída de presión en la broca, lo cual no permite visualizar en igual magnitud el efecto.

REFERENCIAS

[1] DIAZ, Hernan. "Field Experimental Study and Modeling of ECD in Casing Drilling Operations" Master's thesis, Petroleum department, University of Tulsa, 2002.

[2] WEI, Xinwei. "Effect of drillpipe Rotation on annular Friction Pressure Loss (AFPL), in laminar Helical Flow of Power Law Fluids in Concentric and Eccentric Annuli" Master's thesis, Petroleum department, University of Tulsa, 1997.

[3] WARREN, Tommy. "*Casing Drilling Engineering Manual*", Tesco Corporation, 2004 edition.

[4] BOURGOINE, Adam, MILLHEIM, K.K., CHENEVERT, M.E., and YOUNG, F.S. "Applied Drilling Engineering", SPE Text book, 1986.

[5] MARKEN, C.D., HE, Xiaojun. and SAASEN, Arild. "*The Influence of Drilling Conditions on Annular Pressure Losses*", SPE 24598, presented at the Annual technical conference, 1992.

[6] CARTALOS, Ulysse. and DUPUIS, Dominique. "An analysis Accounting for the combined Effect of drillstring Rotation and eccentricity on Pressure Losses in Slimhole Drilling", SPE 25769 presented at the Annual Meeting, 1993.

[7] HACIISLAMOGLU, Mustafa. and CARTALOS, Ulysse. "*Practical Pressure Loss Prediction in Realistic Annular Geometries*", SPE 28304, presented at the Annual Meeting, 1994.

[8] LUO, Yuejin. and PEDEN, J.M. "*Laminar Annular Helical Flow of Power-Law Fluids*", SPE 20304, presented at the Annual Meeting, 1989.

[9] PERILLA, N y GUEVARA, C.A. "*Sistematización de la hidráulica de la perforación rotatoria*", Tesis de grado, Ingeniería de petróleos, Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín, 1993

[10] GIRALDO, A.L y LÓPEZ, S. "*Sistematización y optimización de los cálculos requeridos en las principales operaciones de la perforación rotatoria*", Tesis de grado, Ingeniería de petróleos, Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín, 1996.

ANEXO A

Tabla A.1. Ecuaciones para calcular las pérdidas de presión en el modelo convencional

	Modelo Plástico de Bingham	Modelo Ley de Potencia
En el interior del revestimiento:		
Parámetros del modelo reológico	$\mu_p = \theta_{600} - \theta_{300}$ (A.1)	$n = 3.32 \cdot \log \frac{\theta_{600}}{\theta_{300}}$ (A.3)
	$\tau_y = \theta_{300} - \mu_p$ (A.2)	$k = \frac{510 \cdot \theta_{300}}{511^n}$ (A.4)
Número de Reynolds	$NRe = \frac{928 \cdot ID1 \cdot Va \cdot \rho}{\mu_p}$ (A.5)	$NRe = \frac{89100\rho \cdot Va^{(2-n)}}{k} \left(\frac{0.0416 \cdot ID1}{3 + \frac{1}{n}} \right)^n$ (A.6)
Criterio de turbulencia	$V_{cc} = \frac{1.08 \cdot \mu_p + 1.08 \sqrt{\mu_p^2 + 12.34 \cdot ID1^2 \cdot \tau_y \cdot \rho}}{\rho \cdot ID1}$ (A.7)	Se usa el criterio del número de Reynolds crítico para definir el tipo de flujo ¹⁰ $NRe_c = 3470 - 1370 \cdot n$ (A.9) Si $NRe_c < NRe \rightarrow$ flujo laminar Si $NRe_c > NRe \rightarrow$ flujo turbulento
	$Va = \frac{Q}{2.45 \cdot ID1^2}$ (A.8) Se usa el criterio de la velocidad crítica para definir el tipo de flujo: Si $Va < V_{cc} \rightarrow$ flujo laminar Si $Va > V_{cc} \rightarrow$ flujo turbulento	
Factor de fricción de Fanning	$f = \frac{0.0791}{NRe^{0.25}}$ (A.10)	$\sqrt{\frac{1}{f}} = \frac{4}{n^{0.75}} \log(NRe \cdot f^{1-n/2}) - \frac{0.395}{n^{1.2}}$ (A.11)
Pérdidas de presión para flujo laminar	$\Delta P_{li} = \frac{\mu_p \cdot L \cdot Va}{1500 \cdot ID1^2} + \frac{\tau_y \cdot L}{225 \cdot ID1}$ (A.12)	$\Delta P_{li} = \frac{k \cdot Va^n \cdot \left(\frac{3 + \frac{1}{n}}{0.0416} \right)^n \cdot L}{144000 (D2 - D1)^{(1+n)}}$ (A.13)
Pérdidas de presión para flujo turbulento	$\Delta P_{ti} = \frac{f \cdot L \cdot \rho \cdot Va^2}{25 \cdot 8 \cdot ID1}$ (A.14)	Ecuación (A.14)
En el anular:		
Número de Reynolds	$NRe = \frac{757 \cdot Va \cdot \rho \cdot (D2 - D1)}{\mu_p}$ (A.15)	$NRe = \frac{109000 \cdot \rho \cdot Va^{(2-n)}}{k} \left(\frac{0.0208 \cdot (D2 - D1)}{2 + \frac{1}{n}} \right)^n$ (A.16)
Criterio de turbulencia	$V_{ca} = \frac{1.08 \cdot \mu_p + 1.08 \sqrt{\mu_p^2 + 9.26(D2 - D1)^2 \cdot \tau_y \cdot \rho}}{\rho \cdot (D2 - D1)}$ (A.17)	Para definir el tipo de flujo se utiliza el mismo criterio del número de Reynolds crítico que se usa en el interior del revestimiento Ecuación (A.9) Si $NRe_c < NRe \rightarrow$ flujo laminar Si $NRe_c > NRe \rightarrow$ flujo turbulento
	$Va = \frac{Q}{2.45(D2^2 - D1^2)}$ (A.18) Se usa el criterio de la velocidad crítica para definir el tipo de flujo: Si $Va < V_{cc} \rightarrow$ flujo laminar Si $Va > V_{cc} \rightarrow$ flujo turbulento	
Pérdidas de presión para flujo laminar	$\Delta P_{la} = \frac{\mu_p \cdot L \cdot Va}{1000 \cdot (D2 - D1)^2} + \frac{\tau_y \cdot L}{200 \cdot (D2 - D1)}$ (A.19) En las ecuaciones A.19 y A.20 ΔP_{la} define las pérdidas de presión anulares para flujo laminar	$\Delta P_{la} = \frac{k \cdot Va^n \cdot \left(\frac{2 + \frac{1}{n}}{0.0208} \right)^n \cdot L}{144000 (D2 - D1)^{(1+n)}}$ (A.20)

Pérdidas de presión para flujo turbulento	$\Delta P_{ta} = \frac{f \cdot L \cdot \rho \cdot V a^2}{2l \cdot I \cdot (D2 - D1)} \quad (A.21)$	Ecuación (A.21)
	En la ecuación A.21 ΔP_{ta} representa las pérdidas de presión anulares para flujo turbulento.	

Tabla A.2 Ecuaciones utilizadas en el modelo de Luo y Peden y en el modelo de Wei

Variables Dimensionales	Luo y Peden	Wei
Viscosidad Aparente	$\mu_a = K^{1/n} \left[\frac{\beta^2}{r^4} + \frac{P_g^2}{2} \left(r - \frac{r_o^2}{r} \right)^2 \right]^{n-1} \quad (A.22)$	$\mu_a(\theta) = K^{1/n} \left[\frac{\beta(\theta)^2}{r(\theta)^4} + \frac{P_g^2}{2} \left(r(\theta) - \frac{r_o(\theta)^2}{r(\theta)} \right)^2 \right]^{n-1} \quad (A.35)$
Velocidad Angular	$\omega = \omega_l - \beta \int_{r_1}^r \frac{dr}{\mu_a r^3} \quad (A.23)$	$\omega = \omega_l - \beta(\theta) \int_{r_1}^{r(\theta)} \frac{\partial r(\theta)}{\mu_a(\theta) \cdot r(\theta)^3} \quad (A.36)$ $r_1 \leq r(\theta) \leq r_e(\theta)$
Velocidad Axial	$v = \frac{P_g}{2} \int_{r_1}^r \frac{1}{\mu_a} \left(\frac{r_o^2}{r} - r \right) dr \quad (A.24)$	$v(\theta) = \frac{P_g}{2} \int_{r_1}^{r(\theta)} \frac{1}{\mu_a(\theta)} \cdot \left(\frac{r_o(\theta)}{r(\theta)} - r(\theta) \right) \cdot dr(\theta) \quad (A.37)$ $r_1 \leq r(\theta) \leq r_e(\theta)$
Constante de integración	$\beta = \frac{\omega_l}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{\mu_a r^3}} \quad (A.25)$	$\beta(\theta) = \frac{\omega_l}{\int_{r_1}^{r_e(\theta)} \frac{\partial r(\theta)}{\mu_a(\theta) r(\theta)^3}} \quad (A.38)$
Constante de integración	$r_o = \left(\frac{\int_{r_1}^{r_2} \frac{r dr}{\mu_a}}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{\mu_a r}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (A.26)$	$r_o(\theta) = \left(\frac{\int_{r_1}^{r_e(\theta)} \frac{r(\theta) \cdot \partial r(\theta)}{\mu_a(\theta)}}{\int_{r_1}^{r_e(\theta)} \frac{\partial r(\theta)}{\mu_a(\theta) \cdot r(\theta)}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (A.39)$
Tasa de flujo	$Q = \frac{\pi \cdot P_g}{2} \int_{r_1}^{r_2} \frac{r(r^2 - r_o^2)}{\mu_a} dr \quad (A.27)$	$Q = 2 \int_0^{\pi} \int_{r_1}^{r_e(\theta)} v(\theta) \cdot r(\theta) \cdot dr(\theta) \cdot d\theta \quad (A.40)$ $r_1 \leq r(\theta) \leq r_e(\theta), \quad 0 \leq \theta \leq \pi$
Variables Adimensionales	Luo y Peden	Wei
Relación de radios adimensional	$\lambda = \frac{r}{r_2}, \quad \lambda_1 = \frac{r_1}{r_2} \quad (A.28)$	$\lambda_e(\theta) = \frac{r_e(\theta)}{r_1}, \quad \lambda_{e2} = \frac{r_2}{r_1} = \text{constante} \quad (A.41)$ $\lambda_e(\theta) = (\lambda_{e2} - 1) \cdot e \cdot \cos\theta + \sqrt{\lambda_{e2}^2 - (\lambda_{e2} - 1)^2 e \cdot \text{sen}^2(\theta)} \quad (A.42)$
Parámetros adimensionales	$\sigma = \frac{\beta}{P_g r_2^3} \quad (A.29)$	$\sigma_e(\theta) = \frac{\beta(\theta)}{P_g \cdot r_1^3} \quad (A.43)$
	$\pi_{\omega l} = \frac{\omega_l}{\left(\frac{P_g r_2}{k} \right)^{1/n}} \quad (A.30)$	$\pi_{\omega l} = \frac{\omega_l}{\left(\frac{P_g \cdot r_1}{k} \right)^{1/n}} \quad (A.44)$

Viscosidad aparente adimensional	$\pi_\mu = \frac{\mu_a \left(\frac{P_g r_2}{K} \right)^n}{P_g r_2} = \left[\frac{\sigma^2}{\lambda^4} + \frac{(\lambda^2 - \lambda_o^2)^2}{4\lambda^2} \right]^{\frac{n-1}{2n}} \quad (\text{A.31})$	$\pi_{e\mu}(\theta) = \frac{\mu_a(\theta) \left(\frac{P_g \cdot r_l}{k} \right)}{P_g \cdot r_l} = \left[\frac{\sigma_e(\theta)^2}{\lambda(\theta)^4} + \frac{(\lambda(\theta)^2 - \lambda_{eo}(\theta)^2)^2}{4 \cdot \lambda(\theta)^2} \right]^{\frac{n-1}{2n}} \quad (\text{A.45})$
Parámetros adimensionales	$\sigma = \frac{\pi_{\omega l}}{\int_{\lambda_l}^1 \frac{d\lambda}{\pi_\mu \lambda^3}} \quad (\text{A.32})$	$\sigma_e(\theta) = \frac{\pi_{e\omega l}}{\int_l^{\lambda_e(\theta)} \frac{d\lambda(\theta)}{\pi_{e\mu} \cdot \lambda(\theta)^3}} \quad (\text{A.46})$
	$\lambda_o = \left(\frac{\int_l^1 \frac{\lambda d\lambda}{\pi_\mu}}{\int_l^1 \frac{d\lambda}{\pi_\mu \lambda}} \right)^{1/2} \quad (\text{A.33})$	$\lambda_{eo}(\theta) = \left(\frac{\int_l^{\lambda_e(\theta)} \frac{\lambda(\theta) \cdot d\lambda(\theta)}{\pi_{e\mu}(\theta)}}{\int_l^{\lambda_e(\theta)} \frac{d\lambda(\theta)}{\pi_{e\mu}(\theta) \cdot \lambda(\theta)}} \right)^{1/2} \quad (\text{A.47})$
Tasa de flujo adimensional	$\pi_q = \frac{Q}{\pi_2^3 \left(\frac{P_g r_2}{K} \right)^n} = \frac{1}{2} \int_{\lambda_l}^1 \frac{\lambda(\lambda^2 - \lambda_o^2)}{\pi_\mu} d\lambda \quad (\text{A.34})$	$\pi_{eq} = \frac{Q}{r_l^3 \left(\frac{P_g \cdot r_l}{k} \right)^n} = \int_0^{\pi} \int_l^{\lambda_e(\theta)} \frac{1}{\pi_{e\mu}(\theta)} (\lambda_{eo}(\theta)^2 - \lambda(\theta)^2) \cdot d\lambda(\theta) \cdot d\theta \quad (\text{A.48})$ $r_1 \leq r(\theta) \leq r_e(\theta) \quad 0 \leq \theta \leq \pi$

Tabla A.3 Ecuaciones utilizadas en el modelo de Díaz

Variables	No se tiene en cuenta el efecto de la rotación	Se tiene en cuenta el efecto de la rotación
Esfuerzo de corte promedio	$\tau_{w,prom} = \frac{\Delta P \cdot A_a}{S} \quad (\text{A.49})$	
Área anular	$A_a = \frac{\pi}{4} (D2^2 - D1^2) \quad (\text{A.50})$	$A'_a = \frac{A_a}{\cos \alpha} \quad (\text{A.54})$
Área mojada	$S = \pi (D2 + D1) \Delta L \quad (\text{A.51})$	$S' = \pi (D2 + D1) L = S \quad (\text{A.55})$
Factor de Fricción de Fanning	$f = \frac{\tau_{w,prom}}{\frac{1}{2} \rho v^2} = \frac{\Delta P}{\Delta L} \cdot \frac{D_h}{2 \rho v^2} \quad (\text{A.52})$	$f' = \frac{A'_a}{S'} \cdot \frac{\Delta P'}{\rho} \cdot \frac{2}{v'^2} \quad (\text{A.56})$
Velocidad Media	Ecuación (A.18)	$v' = \frac{v}{\cos \alpha} \quad (\text{A.57})$
Ángulo que forma la velocidad media absoluta v' con la velocidad axial		$\alpha = \arctan \left(\frac{\omega r_l}{2v} \right) \quad (\text{A.58})$
Pérdidas de presión anulares	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta L} \right)_{\omega=0} = \frac{4\tau_w}{D_h} = \frac{2f\rho v^2}{D_h} \quad (\text{A.53})$	$(\Delta p)_\omega = \frac{f'}{f} \cdot \frac{(\Delta P)_{\omega=0}}{\cos \alpha} \quad (\text{A.59})$
Ecuaciones intermedias del modelo de Díaz		
Parámetros reológicos del modelo Ley de Potencia Modificada:		
$n = 3.322 \cdot \log \frac{lec \ 600 - \tau_y}{lec \ 300 - \tau_y} \quad (\text{A.60})$		
$k = \frac{0.0106 \cdot (lec \ 300 - \tau_y)}{(511^n)} \quad (\text{A.61})$		
$\frac{12v}{D_o - D_i} = \frac{(\tau_{w,prom} - \tau_y)}{k^m \tau_{w,prom}^2} \left(\frac{3n}{1+2n} \right) \left(\tau_{w,prom} + \frac{n}{1+n} \tau_y \right) \quad (\text{A.62})$		
Tasa de corte:		
$\dot{\gamma}_w = \left(\frac{\tau_w - \tau_y}{k} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{A.63})$		
Índice de comportamiento generalizado de flujo, N:		

$$\dot{\gamma}_w = \frac{1+2N}{3N} \frac{12v}{D2-D1} \quad (\text{A.64})$$

Número de Reynolds:

$$N Re = \frac{D_{eff} \cdot \rho \cdot v}{\eta} \quad (\text{A.65})$$

Diámetro efectivo:

$$D_{eff} = \frac{3N}{1+2N} \left(\frac{2}{3} (D2-D1) \right) \quad (\text{A.66})$$

Para determinar si el flujo es laminar o turbulento se utiliza el criterio del número de Reynolds, se toma la ecuación (A.9) y se compara con la ecuación (A.65)

Viscosidad Aparente:

$$\mu_a = \frac{\tau_w}{\dot{\gamma}_w} \quad (\text{A.67})$$

Factor de fricción de Fanning para flujo laminar:

$$f = \frac{2\tau_w}{\rho v^2} = \frac{16}{N Re} \quad (\text{A.68})$$

El factor de fricción de fanning para flujo turbulento se obtiene con la ecuación (A.11)