

Cálculo del gradiente de presión en el hidrotransporte de un aceite lubricante SAE 40 en régimen laminar a través de una tubería horizontal*

Luis Enrique Sablón Fernández

lesablon@mecanica.ismm.edu.cu

Michel Rodríguez Ismar

mrismar@ismm.edu.cu

Especialidad: Ingeniería mecánica

Instituto Superior Minero Metalúrgico (Cuba).

Resumen: Se realizaron pruebas experimentales teniendo en cuenta el comportamiento del aceite lubricante SAE 40 a la temperatura de 15,6 °C, con el objetivo de determinar los gradientes de presión requeridos para lograr flujos volumétricos en una tubería horizontal. En esta investigación se estableció el modelo de pérdida de carga para el transporte de este fluido en régimen laminar. A partir de los valores obtenidos en la experimentación se comparó el gradiente experimental con los valores teóricos derivados de la metodología utilizada. Los resultados revelaron que para las condiciones específicas establecidas en este estudio la metodología aplicada es efectiva, con un error máximo relativo puntual de 0,059 %. La correlación entre el factor de fricción y el número de Reynolds, para valores entre 7,36 y 64,15, demuestra el comportamiento del fluido en la zona de flujo laminar.

Palabras clave: aceite lubricante; gradiente de presión; factor de fricción; número de Reynolds; régimen laminar.

* Recibido: 3 marzo 2018/ Aceptado: 30 julio 2018.

Calculation of the pressure gradient in SAE 40 lubricating oil hydrotransport through horizontal pipeline in laminar flow

Abstract: Experimental tests were performed taking into account the behavior of SAE 40 lubricating oil at a temperature of 15,6 °C with the objective to determine the pressure gradients required to obtain volumetric flows in a horizontal pipe. In this research was established the model of pressure loss for the transport of this fluid in laminar flow. From the values obtained by the experimentation, the experimental gradient was compared with the theoretical values derived from the methodology used. The results revealed that for the specific conditions established in this study the applied methodology is effective, with a relative maximum punctual error of 0,059 %. The correlation between the friction factor and the Reynolds number for values between 7,36 and 64,15 demonstrates the laminar flow behavior of this fluid.

Key words: lubricating oil; pressure gradient; friction factor; Reynolds number; laminar flow.

Introducción

Las instalaciones de pruebas de transporte hidráulico deben estar relacionadas estrechamente con los conocimientos teóricos acerca del comportamiento y propiedades de flujo, para contribuir a la selección de métodos apropiados para la resolución de problemas asociados al flujo de fluidos, como es el caso del bombeo de aceite con bombas de engrane.

Es conocido que el diseño de sistemas de tuberías requiere conocer la relación entre los gradientes de presión, $\Delta P/L$, requeridos para lograr flujos volumétricos, Q_v , en un intervalo de diferentes diámetros del tubo, a distintas temperaturas de operación y diferentes propiedades físicas de los fluidos.

A partir de los datos experimentales obtenidos para cada situación específica, las relaciones entre las variables enumeradas arriba pueden describirse mediante fórmulas empíricas que son válidas únicamente para las condiciones particulares existentes durante la realización de los experimentos. Para otras condiciones (geometrías, fluidos, temperaturas, entre otras) dichas fórmulas no serían aplicables en absoluto (Garcell, Díaz & Suris, 2011).

El objetivo del presente trabajo es determinar los parámetros de hidrot transporte (gradiente de presión requeridos para lograr flujos volumétricos) en régimen laminar, para el aceite lubricante SAE 40, en un tramo recto horizontal de tubería.

Materiales y métodos

Descripción de la instalación de hidrot transporte

En el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa se encuentran instalaciones previstas para la investigación y la docencia en el campo de la Mecánica de los Fluidos, con el objetivo de profundizar en el estudio del comportamiento de los fluidos industriales. Este sistema está equipado de bombas, tuberías, accesorios e instrumentación que permiten la verificación de los parámetros de trabajo en el bombeo de disímiles fluidos (Sablón, Rodríguez & Izquierdo, 2017).

Características de la instalación

La instalación está compuesta por una tubería de 25,4 mm de diámetro nominal; 26,64 mm de diámetro interior y 33,4 mm de diámetro exterior; con una extensión de tubería recta de 8,27 m. La distancia entre manómetros es de 2,5 m, a 60 veces el diámetro de la tubería a la entrada y 40 a la salida (Figura 1); las cuales constituyen las dimensiones recomendadas para reducir los errores en las mediciones (Reza, 2000; Casals, 2015; Williams, 2016).

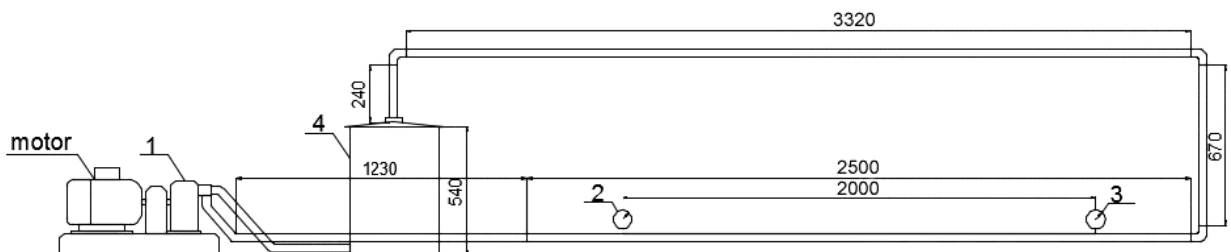


Figura 1. Esquema de la instalación de hidrotransporte experimental.

Se hará uso de la bomba de engrane SAR (1)-25, utilizada en el accionamiento hidráulico, para lo cual se designan sus datos nominales según la Tabla 1.

Tabla 1. Datos nominales de la bomba

Modelo	Velocidad de rotación (rev/min)	Presión máxima de descarga (MPa)	Caudal de entrega (l/min)	Descarga teórica límite del caudal (l/min)
SAR(1)-25	2 500	20,6	57	50,7

El fluido empleado para las pruebas en la instalación es un aceite lubricante, sus propiedades se resumen en la Tabla 2.

Tabla 2. Propiedades del aceite lubricante a utilizar en las pruebas experimentales

Propiedades	Método	Valor
Grado de viscosidad SAE		40
Viscosidad a 100 °C, cSt	ASTM D-445	14
Índice de viscosidad	ASTM D-2270	97
TBN, mg/KOH/g	ASTM D-2896	10
Metal detergente		Ca
Espuma	ASTM D-892	10-0
Pto. Infl. C. Cerrada, °C	ASTM D-93	231

Para los cálculos se deduce que la viscosidad dinámica del aceite lubricante, según especificaciones, es de 0,2 Pa·s y la densidad es de 0,89 g/cm³ a la temperatura ambiente de 15,6 °C (Reza, 2000).

Características del equipamiento de la instalación

La instalación cuenta con un sistema de regulación por variador de velocidad que influye en la frecuencia de rotación del motor, lo que garantiza la variación del flujo en la tubería. Mediante la experimentación se toman los valores de las presiones puntuales en los manómetros (P_1) y (P_2). Los datos técnicos del accionamiento se muestran a continuación:

Manómetros digitales

Se utilizaron para medir las presiones puntuales en la tubería; los mismos tienen las características que se indican en la Tabla 3.

Tabla 3. Características de los manómetros digitales

Modelo. SITRANS P serie DSIII	Alcance de medida mín. y máximo: 0,16 a 16 bar	Serie numérica 7MF4033-1DY00-1AA6-Z+B13+Y15
-------------------------------	--	---

Se utilizaron varios instrumentos tales como un pie de rey para medir el diámetro exterior de la tubería y una cinta métrica para medir la longitud de dicha tubería; la práctica del experimento se realizó para 17 corridas.

Análisis de la pérdida de carga en tuberías

Los aceites lubricantes son fluidos que siguen la ley de Newton de la viscosidad, denominados como fluidos newtonianos. En estos fluidos existe una relación lineal entre el esfuerzo cortante aplicado y la velocidad de deformación resultante, siguiendo de esta forma la ley de Newton de la viscosidad. La experiencia demuestra que todos los gases y los líquidos homogéneos de baja viscosidad se comportan como fluidos newtonianos; la viscosidad dinámica (μ) de estos fluidos es constante respecto a los cambios en la magnitud del esfuerzo cortante (τ) y del gradiente de velocidad ($\frac{O}{\gamma}$). El único parámetro reológico para estos fluidos, según la ley de Newton, es la viscosidad dinámica (Laurencio *et al.*, 2012).

En el presente caso se aplicó el balance de cantidad de movimiento lineal en un sistema de geometría cilíndrica, considerando que el flujo es estacionario, laminar e isotérmico. En la Figura 2 se muestra el esquema del sistema de flujo, así como la forma de los perfiles de esfuerzo cortante y de velocidad resultantes (Garcel, Díaz & Suris, 2011).

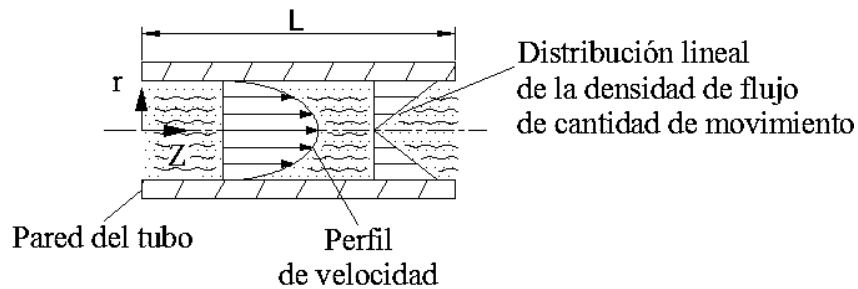


Figura 2. Flujo de un fluido newtoniano a través de un tubo circular.

En este sistema, debido a la simetría cilíndrica, la componente v_z de la velocidad no será función de θ . Además, como el flujo se mueve axialmente, la única componente de velocidad que tiene significación física es v_z . Por tanto, $v_r = v_\theta = 0$ (Garcell, Díaz & Suris, 2011).

La ecuación de continuidad para coordenadas cilíndricas es la siguiente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho \cdot r \cdot v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho \cdot v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho \cdot v_z) = 0 \tag{1}$$

Donde:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0, \text{ porque el flujo es estacionario;}$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho v_r) = 0, \text{ porque } v_r \text{ no tiene significación física;}$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho v_\theta) = 0, \text{ porque } v_\theta \text{ no tiene significación física.}$$

Por tanto, como resultado de la simplificación, se obtiene:

$$\frac{\partial}{\partial z} (\rho v_z) = 0 \text{ ó } \frac{\partial}{\partial z} (v_z) = 0$$

Luego, v_z no cambia en la dirección Z . Por consiguiente, v_z solo es función de r , donde r es la dirección en que se transporta la cantidad de movimiento (Garcell, Díaz & Suris, 2011).

Utilizando la ecuación de movimiento 2, expresada en esfuerzos cortantes ya que el fluido se mueve en la dirección Z , se obtiene:

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} - \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot \tau_{rz}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + \rho \cdot g_z \quad (2)$$

Donde:

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} = 0, \text{ por ser el flujo estacionario;}$$

$\rho \cdot g_z = \rho \cdot g \cdot \cos \alpha = 0$, por ser $\alpha = 90^\circ$, lo que significa que la componente g , de la gravedad es 0;

$\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} = v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$, por ser $\partial v_z / \partial z = 0$, de acuerdo con el resultado de la ecuación de continuidad; al ser v_z constante en la dirección Z , no se transfiere cantidad de movimiento en esta dirección;

$$v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} = 0, \text{ porque } v_r \text{ no tiene significación física;}$$

$$\frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} = 0, \text{ porque } v_\theta \text{ no tiene significación física, y } v_z \text{ no es función de } \theta;$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta} = 0, \text{ porque } \tau_{\theta z} \text{ no tiene significación física, ya que } v_z \text{ no es función de } \theta.$$

Por tanto, la ecuación de movimiento 2 se reduce a:

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \cdot \tau_{rz}) \quad (3)$$

Teniendo en cuenta que la presión prácticamente es constante en todos los puntos de la sección transversal del fluido, es decir, que solo es una función de z , el término $\partial p / \partial z$ es independiente de r (Garcell, Díaz & Suris, 2011). De acuerdo con la ecuación 3, para expresar $\tau_{rz} = \tau(r)$, el término $(\partial p / \partial z)$ tiene que ser igual a una constante, lo cual puede expresarse así como muestra la siguiente ecuación 4:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\Delta p}{\Delta z} = \left(\frac{P_1 - P_2}{L} \right) = \text{const.}, \quad (4)$$

por lo que la expresión 3 se transforma en la siguiente ecuación 5:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r \cdot \tau_{rz}) = -\frac{\Delta p}{\Delta z} = -\left(\frac{P_2 - P_1}{L} \right) \quad \text{ó} \quad \frac{d}{dr} (r \tau_{rz}) = \left(\frac{P_1 - P_2}{L} \right) r \quad (5)$$

Así se llega a la expresión de la ecuación diferencial que describe la distribución de esfuerzos constantes en la dirección r cuando el fluido circula en la dirección axial Z .

Si se integra la ecuación diferencial 5 resulta la siguiente ecuación 6:

$$r \cdot \tau_{rz} = \left(\frac{P_1 - P_2}{L} \right) \frac{r^2}{2} + C_1 \quad (6)$$

Despejando τ_{rz} de la ecuación 6 se obtiene la ecuación 7:

$$\tau_{rz} = \left(\frac{P_1 - P_2}{2L} \right) r + \frac{C_1}{r} \quad (7)$$

Teniendo en cuenta que la constante $C_1 = 0$, la ecuación 7 se reduce a la ecuación 8:

$$\tau_{rz} = \left(\frac{P_1 - P_2}{2L} \right) r \quad (8)$$

Donde:

P_1 -presión puntual en el manómetro, (Pa);

P_2 -presión puntual en el manómetro, (Pa);

L -longitud de la tubería de succión, (m);

R -radio de la tubería de succión, (m).

De acuerdo con este resultado, los valores de τ_{rz} en el perfil de esfuerzo cortante solo son función de las fuerzas que actúan sobre el sistema, de las variables de posición y de las dimensiones que caracterizan la geometría del sistema; en cambio, son independientes de las propiedades físicas del fluido (Garcell, Díaz & Suris, 2011).

Para obtener el perfil de velocidad se introduce la ley de Newton de la viscosidad en la ecuación 8, obteniéndose la siguiente expresión 9:

$$\tau_{rz} = -\mu \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \quad (9)$$

Donde:

$$\frac{\partial v_r}{\partial z} = 0, \text{ por no tener } v_r \text{ significación física.}$$

Por tanto, se obtiene la ecuación 10:

$$\tau_{rz} = -\mu \left(\frac{dv_z}{dr} \right) \quad (10)$$

Otra forma de evaluar la constante C_1 consiste en sustituir la ecuación 10 directamente en la expresión 7, quedando la ecuación 11.

$$-\mu \left(\frac{dv_z}{dr} \right) = \left(\frac{P_1 - P_2}{2L} \right) r + \frac{C_1}{r} \quad (11)$$

Despejando la viscosidad de la ecuación 11 se obtiene la ecuación 12 expresada en derivadas parciales:

$$\left(\frac{dv_z}{dr} \right) = - \left(\frac{P_1 - P_2}{2L\mu} \right) r - \left(\frac{C_1}{r \cdot \mu} \right) \quad (12)$$

Así, se obtiene una expresión más general de la ecuación diferencial del perfil de velocidad. Si se integra la ecuación 12 resulta:

$$v_z = - \left(\frac{P_1 - P_2}{2\mu L} \right) \frac{r^2}{2} - \left(\frac{C_1}{\mu} \right) \ln r + C_2 \quad (13)$$

Las constantes de integración C_1 y C_2 se evalúan mediante dos condiciones límites:

$$CL : 1 \text{ para } r = 0; v_z \text{ es finita, y } \frac{dv_z}{dr} = 0 \quad (14)$$

$$CL : 2 \text{ para } r = R; v_z = 0 \quad (15)$$

La condición límite 14 puede aplicarse en la ecuación 12. De aquí se deduce que, para $r = 0$, el gradiente de velocidad será cero solamente en el caso de que $C_1 = 0$. De acuerdo con esto, la expresión 13 se transforma en la siguiente ecuación 16:

$$v_z = -\left(\frac{P_1 - P_2}{4\mu L}\right)r^2 + C_2 \quad (16)$$

Aplicando la condición límite $CL : 2$, se obtiene la expresión siguiente 17:

$$C_2 = \left(\frac{P_1 - P_2}{4 \cdot \mu \cdot L}\right)R^2 \quad (17)$$

Por tanto, el perfil de velocidad resultante se muestra en la siguiente ecuación 18:

$$v_z = \left(\frac{P_1 - P_2}{4 \cdot \mu \cdot L}\right)(R^2 - r^2) = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{4 \cdot \mu \cdot L} \left(1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right) \quad (18)$$

Esta ecuación indica que el perfil de velocidad es parabólico. La velocidad máxima se obtiene por la ecuación (18), obteniéndose que $\frac{\partial v_z}{\partial r} = 0$ en $r = 0$. La velocidad máxima se muestra cuando el radio es 0:

$$v_{z\text{máx}} = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{4 \cdot \mu \cdot L}; \text{ m/s} \quad (19)$$

La velocidad promedio se determina por la siguiente expresión (20), expresada en términos de coordenadas cilíndricas:

$$\langle v_z \rangle = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^R v_z r dr d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_0^R r dr d\theta} \quad (20)$$

Si se introduce la ecuación 18 en la expresión 20, se obtiene la siguiente ecuación 21:

$$\langle v_z \rangle = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^R \frac{(P_1 - P_2)}{4\mu L} (R^2 - r^2) r dr d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_0^R r dr d\theta} \quad (21)$$

Integrando la ecuación 21 en función del radio en la dirección Z se obtiene la ecuación de la velocidad promedio 22 que es más utilizada en los cálculos hidráulicos.

$$\langle v_z \rangle = \frac{(P_1 - P_2)R^2}{8\mu L}; \text{ m/s} \quad (22)$$

El caudal volumétrico se puede calcular a partir de la siguiente expresión 23:

$$Q_v = \int_0^{2\pi} \int_0^R v_z r dr d\theta = \pi R^2 \langle v_z \rangle \quad (23)$$

Por tanto, sustituyendo la velocidad promedio en la ecuación 23 se obtiene la ecuación del flujo volumétrico 24:

$$Q_v = \frac{\pi(P_1 - P_2)R^4}{8\mu L}; \text{ m}^3/\text{s} \quad (24)$$

Esta ecuación es la conocida ley de Hagen-Poiseuille. Esta expresión establece la relación entre el caudal volumétrico del fluido y la diferencia de presión que origina el flujo a través de una tubería circular (Garcell, Díaz & Suris, 2011).

Para la comprobación de la variación de presión en el tramo de tubería desde P_1 hasta P_2 se realizaron las pruebas experimentales, arrojando resultados de las presiones puntuales para varios caudales utilizando la regulación de la bomba por un variador de velocidad. Posteriormente se realizaron los cálculos teóricos de las pérdidas por la siguiente ecuación 25:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot f \cdot L \cdot \langle v_z \rangle^2}{2 \cdot D}; \text{ Pa} \quad (25)$$

Donde:

f – factor de fricción;

D – diámetro interior de la tubería, (m);

ρ – densidad del fluido a transportar, (kg/m³).

El factor de fricción de Darcy para condiciones de flujo laminar ($Re < 2100$) es función del número de Reynolds; para el caso del flujo en tuberías y tubos, la fricción es proporcional a la carga de velocidad del flujo y a la relación de la longitud al diámetro de la corriente (Costa, 1993; Mott, 2006). El factor de fricción de Darcy puede determinarse a partir de la siguiente modelación matemática, como se muestra en la siguiente ecuación 26:

$$f = \frac{\left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)\left(\frac{D}{L}\right)}{\left(\frac{\langle v_z \rangle^2}{2}\right)} = \left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)\left(\frac{D}{L}\right)\left(\frac{2}{\langle v_z \rangle^2}\right) = \frac{\Delta P}{\langle v_z \rangle^2} \left(\frac{2 \cdot D}{\rho \cdot L}\right) = \frac{\Delta P}{\langle v_z \rangle} \left(\frac{2 \cdot D}{\rho \cdot L \cdot \langle v_z \rangle}\right) = \frac{32 \cdot \mu \cdot L}{D^2} \left(\frac{2 \cdot D}{\rho \cdot L \cdot \langle v_z \rangle}\right) \quad (26)$$

Realizando algunas simplificaciones se obtiene la ecuación del factor de fricción 27:

$$f = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot \langle v_z \rangle \cdot D} \quad (27)$$

El número de Reynolds para un fluido newtoniano se calcula por la ecuación 28:

$$Re = \frac{\rho \cdot \langle v_z \rangle \cdot D}{\mu} \quad (28)$$

Esta ecuación permite establecer el régimen de flujo en la tubería.

Sustituyendo la ecuación 28 en la expresión 27, y como consecuencia de la ley de Pouseuille (Manning & Thompson, 1991), el factor de fricción de Darcy se relaciona con el número de Reynolds (Re) como muestra la ecuación 29:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (29)$$

Análisis experimental del gradiente de presión durante el transporte del aceite lubricante

La pendiente hidráulica teórica para el flujo del aceite se determina por la siguiente ecuación 30, despejando la longitud de la ecuación de pérdida de presión 25:

$$i_t = \frac{\Delta P}{L} = \frac{\rho \cdot f \cdot \langle v_z \rangle^2}{2 \cdot D}; \text{ Pa/m} \quad (30)$$

La pendiente hidráulica experimental se determina por la ecuación 31:

$$i_e = \frac{\Delta P}{L} = \frac{P_1 - P_2}{L}; \text{ Pa/m} \quad (31)$$

La confirmación de la validez de los resultados experimentales con el modelo teórico se desarrolló a través de la diferencia entre el módulo del valor experimental "X_{exp}" de la caída de presión y el valor teórico "X_{teó}" (error relativo), obtenido por el modelo para las mismas condiciones del experimento (Rodríguez, 2013; Rodríguez *et al.*, 2016). El error relativo puntual (E_p) se calcula por la siguiente expresión 32:

$$E_p = \left| \frac{X_{\text{exp}} - X_{\text{teó}}}{X_{\text{exp}}} \right| \cdot 100 \quad (32)$$

Resultados y discusión

Resultados de los cálculos del gradiente de presión

En la Tabla 4 se muestran los valores derivados a partir de las pruebas experimentales y los valores teóricos determinados de la metodología planteada anteriormente. Para ello se tuvo en cuenta la cantidad de fluido por unidad de tiempo que circula por la sección horizontal del ducto, utilizando la regulación de la bomba por un variador de velocidad.

Tabla 4. Resultados de los cálculos del gradiente de presión

<vz> (m/s)	Po (kPa)	P1 (kPa)	it (Pa/m)	ie (Pa/m)	Ep (%)	f	Re
0,062	21,8	20,4	559,988	560	0,002	8,694	7,362
0,191	22,1	17,8	1 719,76	1 720	0,014	2,831	22,611
0,226	24,3	19,2	2 039,48	2 040	0,025	2,387	26,817
0,271	27,2	21,1	2 439,65	2 440	0,014	1,995	32,075
0,346	32,2	24,4	3 119,63	3 120	0,012	1,560	41,014
0,439	37,5	27,6	3 959,68	3 960	0,008	1,229	52,057
0,444	38,8	28,8	3 999,46	4 000	0,013	1,217	52,583
0,444	39,2	29,2	3 999,57	4 000	0,011	1,217	52,583
0,457	40,5	30,2	4 119,73	4 120	0,007	1,182	54,160
0,461	41,4	31	4 158,72	4 160	0,031	1,170	54,686
0,466	42,1	31,6	4 198,77	4 200	0,029	1,159	55,212
0,483	43	32,1	4 357,42	4 360	0,059	1,117	57,315
0,483	43,9	33	4 357,42	4 360	0,059	1,117	57,315
0,492	45	33,9	4 439,81	4 440	0,004	1,097	58,367
0,510	47	35,5	4 598,2	4 600	0,039	1,058	60,470
0,515	47,6	36	4 638,8	4 640	0,026	1,049	60,996
0,541	50,7	38,5	4 877,27	4 880	0,056	0,998	64,151

Teniendo en cuenta el esfuerzo de corte del fluido con la pared de la tubería se determinó, de forma experimental y teórica, para el aceite lubricante SAE 40 el gradiente de presión, como se muestra en la Figura 3. El gráfico se elaboró a partir del software Excel, utilizando la instrucción línea de tendencia programada.

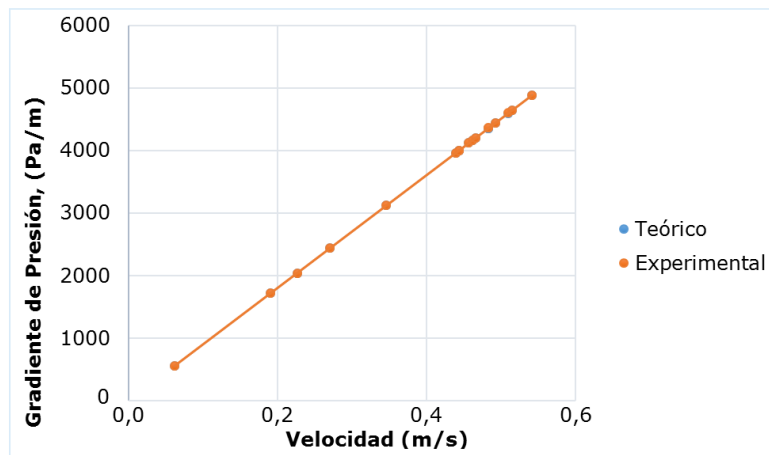


Figura 3. Comportamiento del gradiente de presión experimental y teórico.

En la Figura 3 se puede apreciar que el aceite lubricante objeto de estudio muestra un comportamiento reológico newtoniano, ya que puede ser representada la curva de flujo de este por un modelo lineal. Teniendo en cuenta lo planteado se puede aseverar que la viscosidad del fluido es independiente del gradiente de velocidad y solo es una función de la temperatura y la presión (Garcell, Díaz & Suris, 2011). En el régimen de flujo

laminar el error relativo puntual del modelo no superó el 0,059 %, obteniéndose una probabilidad del 99 %, lo que confirma la validez del mismo.

Comportamiento del número de Reynolds en función del factor de fricción

Uno de los parámetros importantes en el diseño, al considerar las pérdidas de energía mecánica en el transporte de fluidos a través de tuberías, es el coeficiente de resistencia o factor de fricción, ya sea para evaluar la potencia necesaria del sistema para el transporte de los fluidos o para estimar el diámetro del conducto (Martínez, Izquierdo & Pompa, 2014; Davidson & Nguyen, 2007). El coeficiente de fricción se obtuvo mediante la pérdida de carga en un segmento de tubería y a partir de esto se determinó el comportamiento del número de Reynolds, como se muestra en la Figura 4.

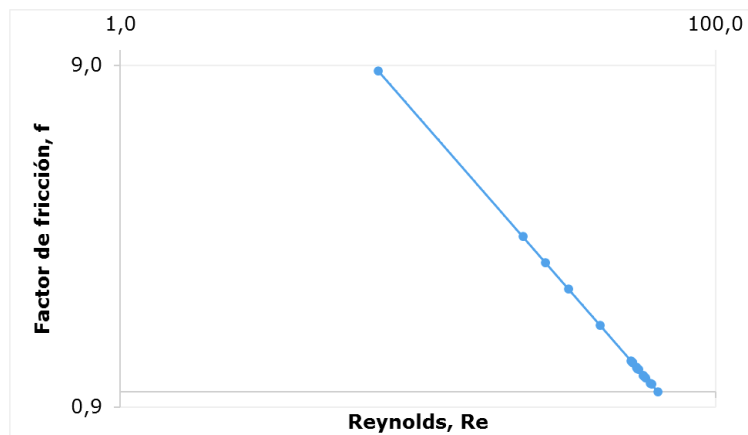


Figura 4. Comportamiento del número de Reynolds en función del factor de fricción.

El número de Reynolds ($Re < 2\ 100$) obtenido para las velocidades experimentales confirman que el aceite lubricante en la tubería se encuentra en régimen laminar; es decir, las partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias lisas en capas o láminas, deslizándose una capa sobre la otra adyacente, siendo la velocidad del fluido máxima en el eje de la tubería y, disminuyendo rápidamente hasta anularse en la pared de la misma (Streeter, 1970; López, 2014). Teniendo en cuenta que a medida que aumenta el número de Reynolds disminuye el factor de fricción de Darcy, se puede afirmar que no existen pérdidas notables de energía, debido a que las variaciones en las condiciones iniciales del fluido no implican grandes diferencias en su futuro comportamiento.

Conclusiones

La metodología aplicada es efectiva para las condiciones específicas establecidas en esta investigación utilizando el aceite lubricante SAE 40, con un error máximo relativo puntual de 0,059 % y una probabilidad de efectividad del 99 %.

La correlación entre el factor de fricción y el número de Reynolds para valores entre 7,36 y 64,15 demuestra el comportamiento del fluido en la zona de flujo laminar.

Referencias bibliográficas

CASALS, J. 2015. *Procedimiento para prácticas de laboratorio en la asignatura Mecánica de los Fluidos*. Héctor Laurencio Hernández (Tutor). Trabajo de diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. 71 p.

COSTA, J. 1993. *Flujo de fluidos e intercambio de calor*. Editorial Reverté, Barcelona, 373 p.

DAVIDSON, R. & NGUYEN, D. 2007. A model for pressure drops in the pipeline for non-Newtonian fluids. *Journal of Food Engineering* 80(4): 1011-1015.

GARCELL, L.; DÍAZ, A. & SURIS, G. 2011. *Transferencia de cantidad de movimiento, calor y masa*. 2 ed. Félix Varela, La Habana, 345 p.

LAURENCIO, H.; FALCÓN, J.; RETIRADO, Y. & PÉREZ, O. 2012. Modelo para cálculo de pérdidas de presión en tuberías conductoras de petróleo pesado (11^o API). *Minería y Geología* 28(3): 70-86.

LÓPEZ, J. 2014. *Diseño hidráulico de un sistema gravimétrico para relaves mineros con un caudal de 202 m³/h y 220 m de desnivel*. Luis Ricardo Chirinos García (Tutor). Tesis de diploma. Pontificia Universidad Católica del Perú. 94 p.

MANNING, F. & THOMPSON, R. 1991. *Oilfield Processing of Petroleum*. Vol. 1: Natural Gas. PennWell Books, Oklahoma, 420 p.

MARTÍNEZ, R.; IZQUIERDO, R. & POMPA, M. 2014. Pérdida de carga durante el transporte en régimen laminar de pulpas de cieno carbonatado. *Minería y Geología* 30(1): 80-94.

- MOTT, R. 2006. *Mecánica de fluidos*. 6 ed. Pearson Educación, México, 644 p.
- REZA, G. 2000. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. McGraw-Hill, New York, 215 p.
- RODRÍGUEZ, M. 2013. *Cálculo verificativo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa*. Rodney Martínez Rojas (Tutor). Tesis de diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. 72 p.
- RODRÍGUEZ, M.; IZQUIERDO, R.; MONTERO, R. & WILLIAMS, M. 2016. Cálculo del gradiente de presión en el hidrotransporte de pulpa laterítica en régimen laminar a través de una tubería horizontal. *Minería y Geología* 32(4): 49-62.
- SABLÓN, L. E.; RODRÍGUEZ, M. & IZQUIERDO, R. 2017. Cálculo del gradiente de presión en el hidrotransporte de agua cruda en régimen turbulento a través de una tubería horizontal. *Ciencia & Futuro* 7(3): 11-24.
- STREETER, V. 1970. *Mecánica de los fluidos*. Libros McGraw-Hill, México, 747 p.
- WILLIAMS, M. 2016. Determinación de la velocidad crítica en el transporte de la pulpa laterítica en la fábrica "Pedro Sotto Alba". Michel Rodríguez Ismar (Tutor). Tesis de diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico. 62 p