

Cálculo del gradiente de presión en el hidrot transporte de agua cruda en régimen turbulento a través de una tubería horizontal*

Luis Enrique Sablón Fernández

lesablon@mecanica.ismm.edu.cu

Michel Rodríguez Ismar

mrismar@ismm.edu.cu

Raúl Izquierdo Pupo

rizquierdo@ismm.edu.cu

Especialidad: Ingeniería mecánica

Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa (Cuba).

Resumen: Se realizaron pruebas experimentales teniendo en cuenta el comportamiento del agua cruda a la temperatura de 26 °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 turbulento. 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 7,6 %. La correlación entre el factor de fricción y el número de Reynolds, para valores entre 117 320 y 339 963, demuestra el comportamiento del fluido en la zona de flujo turbulento.

Palabras clave: agua cruda; gradiente de presión; régimen turbulento.

* Recibido: 1 febrero 2017 / Aceptado 2 agosto 2017.

Calculation of the pressure gradient in raw water hydrotransport through horizontal pipeline in turbulent flow

Abstract: Experimental tests were performed taking into account the behavior of raw water at a temperature of 26 ° 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 turbulent 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 7,6 %. The correlation between the friction factor and the Reynolds number for values between 117 320 and 339 963 demonstrates the turbulent flow behavior of this fluid.

Key words: raw water; pressure gradient; turbulent flow.

Introducción

Uno de los mayores problemas enfrentados en el campo de la ingeniería es el transporte de fluidos a través de tuberías. En este tipo de transporte el gasto de energía está vinculado a la pérdida de carga a lo largo del sistema y, a la vez, esta depende de su particularidad de trabajo, el tamaño del conducto, la tecnología para su fabricación, el régimen de trabajo y las propiedades físico-mecánicas del material usado. Teniendo en cuenta lo planteado anteriormente se puede aseverar que estos factores intervienen en varios aspectos del sistema proyectado, incurriendo de esta forma en los indicadores de economía y en la eficiencia del proceso tecnológico de la instalación (Rodríguez, 2013).

En el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa (ISMM) se encuentra ubicada la instalación semi-industrial de hidrotransporte destinada al estudio del comportamiento de los fluidos industriales, la cual dispone de un sistema de redes en circuito cerrado y semi-abierto por el que se trasladan los fluidos analizados. En esta instalación se realizan investigaciones relacionadas con fluidos en régimen laminar, transición y turbulento con el propósito de determinar la reología del fluido, la densidad, la presión y la temperatura del mismo en varios puntos del sistema y, por último, proponer una metodología de cálculo que se ajuste al comportamiento reológico del mismo.

El objetivo del presente trabajo es determinar los parámetros de hidrotransporte (gradiente de presión requeridos para lograr flujos volumétricos) en régimen turbulento, para el agua cruda, en un tramo recto horizontal de tubería.

Materiales y métodos

Descripción de la instalación de hidrotransporte

La instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa está prevista 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.

Características de la instalación

La instalación está compuesta por una tubería de 100 mm de diámetro nominal; 102,2 mm de diámetro interior y 114,3 mm de diámetro exterior; con una línea trasera de 150 mm y una extensión de tubería recta de 75 m. La distancia entre manómetros es de 16 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 (Casals, 2015; Williams, 2016).

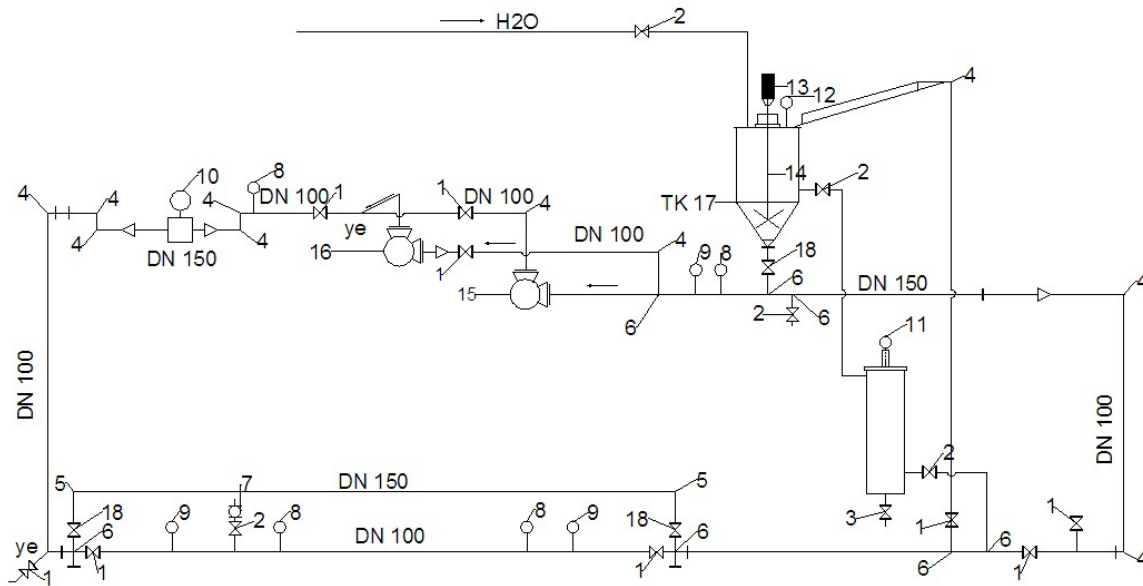


Figura 1. Esquema de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM.

Este sistema está constituido por 12 codos de 90 grados DN 100; 2 codos DN 150 de 90 grados; 7 válvulas de compuerta DN 100 emplantillada clase 150 lb y 3 válvulas de la misma clase y denominación DN 150 en la tubería trasera y en la salida del tanque; 4 válvulas de compuerta DN 60 y una válvula de bola DN 32; 4 reducidos entre concéntrico y excéntricos y 10 acoplamientos de platillos. Se hará uso de la bomba centrífuga ЛG de arena, con el propósito de bombear agua cruda, cuyas propiedades físicas a la temperatura ambiente de 26 °C se muestran en la Tabla 1 (Reza, 2000).

Tabla 1. Propiedades del agua cruda a temperatura ambiente

Temperatura en estado normal T(°C)	26
Densidad (kg/m³)	996,7
Viscosidad dinámica (Pa · s)	0,0007983
Tensión de vapor (m)	0,3392
Peso específico (N/m³)	9 777,6

Características del equipamiento de la instalación según la condición de diseño

Los datos técnicos del accionamiento fueron referenciados por Rodríguez (2013) y se muestran a continuación:

Accionamiento grupo motor-bomba

Bomba лG de arena

Caudal: 160 m³/h

Altura: 40 m

Velocidad de rotación: 1 740 rev/min

Zona de utilización de la bomba: 80-175 m³/h del caudal

Densidad de la pasta admisible (en servicio nominal): 1,7 kg/dm³.

Transmisión

Motor eléctrico de tipo 4A225 U4T2 N0 de fábrica 3315

Electromotores asincrónicos de jaula de ardilla serie 4 A

Potencia: 55 kW

Tensión: 440 V

Frecuencia: 60 Hz.

Características del equipamiento actual de la instalación

En los momentos actuales la bomba лG de arena ha sido modificada a través del proceso de reparación de la instalación. Se le cambió la tensión al motor por una de 220 V, lo cual provocó que los parámetros de la misma se alteraran y se originara un cambio de la curva de la bomba (Rodríguez, 2013).

Luego de calculada la potencia del motor para una tensión de 220 V y aplicada la ley de semejanza en bombas centrífugas se obtuvieron los parámetros nominales para la condición actual de explotación, como se muestra a continuación:

Caudal: 127 m³/h

Altura: 26 m

Velocidad de rotación: 1 381 rev/min.

A continuación se detallan las características técnicas de los instrumentos de medición utilizados en la verificación de los parámetros fundamentales de los fluidos industriales:

Sensor de presión SITRANS P PED: SEP CE

El sensor de presión SITRANS P PED: SEP CE (Figura 2) capta la variable de proceso, la transforma en eléctrica y la transmite en corriente a un autómata programable. Tiene una precisión de 0,2 % del alcance de medida (Rodríguez, 2013).

Marca: SIEMENS, Made in France

Tipo: D-76181 Karlsruhe

Nr. Fab. N1-T926-9532239

Un: DC 10,5.....45 V (no Ex) Salida 4...20 mA

Alcance de medida: 0,01....1 bar

Límites de sobrecarga: -1....6 bar

Class de protección IP65.



Figura 2. Sensor de presión SITRANS P PED: SEP CE.

Flujómetro electromagnético

El flujómetro electromagnético (Figura 3) es un dispositivo electrónico que fundamenta su principio de funcionamiento en la Ley de Faraday y tiene como objetivo medir el caudal, por lo que su uso se ha extendido a nivel internacional, debido a su baja mantención y alta precisión (Rodríguez, 2013). Tiene una exactitud de 0,2 %, grado de la protección IP 65 y consumo de energía 0,65 W.

Marca: Krohne

Alcance de medida: 0...100 m³/h

Modelo OPTIFLUX 4300 C CG 30011100

S/N: A08 02773

Mfd: 2008 in the Netherlannds C 0343

GK: 4,3637 GKL: 8,8474

DN 150 mm/6 inch

100-230 VAC

50-60 Hz 22 VA

Wattted materials: T HC4

IP 66/67

PED (97/23/EC)

PSI = 16 bar @ TSI=20 OC

PS2 = 12,1 bar @ TS2=180 OC

PT=24 bar @ TT=20 OC

Norma: DIN 2633 ND 16 WNRI. 4402 75391 NW150/168,3.



Figura 3. Flujómetro electromagnético.

Análisis de la pérdida de carga en tuberías

Para el presente caso de estudio (Figura 4) se debe precisar que el agua cruda es un fluido cuya viscosidad puede considerarse constante en el tiempo, clasificándose reológicamente como un fluido newtoniano, isotérmico en régimen turbulento (Garcell, Díaz & Surís, 2011).

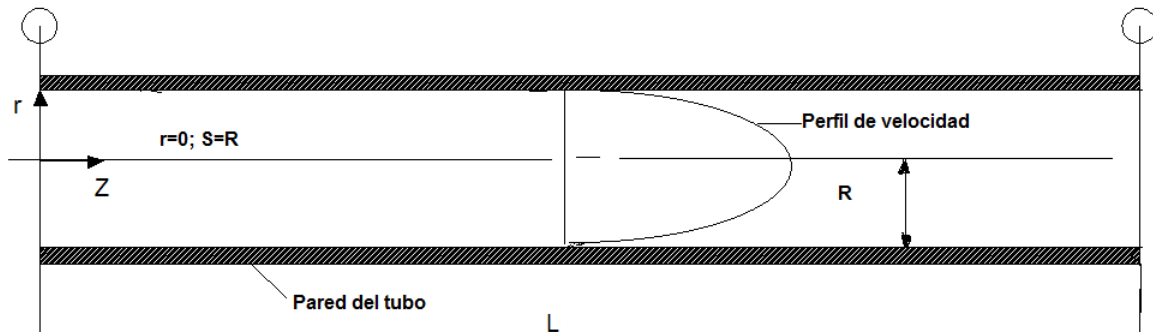


Figura 4. Flujo turbulento a través de un tubo de sección circular.

El flujo de un fluido en una tubería viene acompañado de una disminución de energía, que se expresa en términos de energía por unidad de peso de fluido circulante y se denomina pérdida de carga (Nekrasov, 1986). Generalmente en la industria se usan tuberías que tienen una superficie interior rugosa, en las cuales la pérdida de carga está interrelacionada con otras variables fluidodinámicas según el tipo de flujo (laminar o turbulento).

En los cálculos con tubos rugosos es frecuente tomar en cuenta la relación (e_R/R) o (e_R/D), que se conoce como rugosidad relativa, la cual no afecta a la distribución de velocidad en régimen de flujo laminar; en cambio, sí influye en régimen turbulento (Garcell, Díaz & Surís, 2011). El análisis teórico se efectuó a partir de la Tabla 2, considerando los valores de rugosidad absoluta para distintas condiciones de la tubería (Halberg, 2000); se utilizó 0,4 mm y se consideró la tubería con ligeras incrustaciones.

Tabla 2. Valores de rugosidades absolutas para la tubería

Tuberías de acero usadas	Rugosidad absoluta (e_R en mm)
Picaduras uniformes de corrosión	0,15
Ligeras incrustaciones	0,15...0,4
Medias incrustaciones	1,5
Grandes incrustaciones	2...4

Influencia de la rugosidad de los tubos sobre el factor de fricción

Los tubos utilizados en las instalaciones industriales presentan rugosidad en las paredes, la cual está definida en función del material con que están contruidos, el acabado de la construcción y el tiempo de uso. En régimen laminar, la rugosidad de las paredes no afecta al factor de fricción; en cambio, en régimen turbulento la rugosidad sí influye sobre la distribución de velocidad y el factor de fricción (Garcell, Díaz & Surís, 2011).

La influencia de la rugosidad sobre el factor fricción está determinada por la relación existente entre la profundidad media de los salientes de rugosidad (e_R) y el espesor de la subcapa laminar (Δ'). Cuando el grosor de la subcapa laminar es mayor que la profundidad de los salientes ($\Delta' > e_R$) el fluido fluye gradualmente sobre estos sin que se origine perturbación alguna y la proyección de la rugosidad sobre la magnitud f prácticamente no se manifiesta. Esto es lo que ocurre en régimen totalmente laminar o en los tubos considerados lisos en régimen turbulento (Garcell, Díaz & Surís, 2011).

Los salientes de rugosidad no son cubiertos por la capa laminar cuando en el régimen turbulento se cumple $\Delta' \approx e_R$, o $\Delta' < e_R$; condiciones para las cuales el factor de fricción empieza a depender cada vez más de la rugosidad, ya que tiene lugar la formación incrementada de remolinos alrededor de los salientes de rugosidad (Garcell, Díaz & Surís, 2011).

Considerando la velocidad del fluido como una incógnita, por lo cual no es posible determinar el número de Reynolds directamente, entonces puede calcularse el número de Karman por la siguiente ecuación 1:

$$\text{Re} \sqrt{f} = \frac{D \cdot \langle v \rangle \cdot \rho}{\mu} \sqrt{\frac{(\Delta P)}{L} \left(\frac{D}{2 \cdot \rho \cdot \langle v \rangle^2} \right)} \quad (1)$$

Cuando $\text{Re} \sqrt{f} \geq 500$ se sabe que el régimen es turbulento y, por tanto, es aplicable la ecuación 2:

Teniendo en cuenta que en los tubos rugosos el factor de fricción depende tanto de Re como de la rugosidad relativa e_R/D para un intervalo de número de Reynolds, Colebrook propuso para esta región la ecuación empírica siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2,28 - 4 \lg \left(e_R / D + \frac{4,67}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (2)$$

Donde:

f – Factor de fricción;

e_R / D – Rugosidad relativa;

Re – Número de Reynolds.

Esta ecuación es aplicable desde $\text{Re} \sqrt{f} \approx 500$ hasta $(D / e_R) / \text{Re} \sqrt{f} = 0,01$. Para valores de $(D / e_R) / \text{Re} \sqrt{f} > 0,01$ el factor de fricción es independiente del número de Karman, y solo es una función de la rugosidad relativa (Garcell, Díaz & Surís, 2011).

Para la segunda región se puede despreciar el segundo sumando que está entre paréntesis y la expresión matemática se reduce a la siguiente ecuación 3:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2,28 - 4 \lg(e_R / D) \quad (3)$$

El valor de Reynolds (Re) se determina por la siguiente ecuación 4:

$$Re = \frac{Re \sqrt{f}}{\sqrt{f}} \quad (4)$$

En la literatura técnica especializada frecuentemente se presentan las correlaciones, de $f = f(Re; e_R / D)$ en forma gráfica, a partir del diagrama de Moody (Reza, 2000).

Análisis experimental del gradiente de presión durante el transporte de agua cruda

La pendiente hidráulica (Pa/m) para el flujo de agua cruda teórica se determina por la expresión matemática 5, al despejar la longitud de la ecuación de pérdida de presión (Rodríguez *et al.*, 2016).

$$i_t = \frac{\Delta P}{L} = \frac{\rho \cdot f \cdot \langle v \rangle^2}{2 \cdot D} \quad (5)$$

Donde:

i_t – Pendiente hidráulica o gradiente de presión, (Pa/m);

L – Longitud de la tubería recta horizontal, (m);

ρ – Densidad del fluido a transportar, (kg/m³);

v – Velocidad de transportación del fluido, (m/s);

D – Diámetro interior de la tubería, (m).

La pendiente hidráulica experimental está determinada por la siguiente ecuación 6:

$$i_e = \frac{\Delta P}{L} = \frac{P_0 - P_1}{L} \quad (6)$$

Donde:

i_e – Pendiente hidráulica experimental, (Pa/m);

P_0 – Presión puntual en el manómetro P_0 , (Pa);

P_1 – Presión puntual en el manómetro P_1 , (Pa).

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). El error relativo puntual (E_p) dado en % se calcula por la siguiente expresión 7:

$$E_p = \left| \frac{X_{exp} - X_{teó}}{X_{exp}} \right| \cdot 100 \quad (7)$$

Resultados y discusión

Resultados de los cálculos del gradiente de presión

En la Tabla 3 se muestran los valores derivados a partir de las pruebas experimentales, para los cuales 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 estrangulamiento con una válvula de compuerta en la descarga de la misma.

Tabla 3. Resultados de los cálculos del gradiente presión

V (m/s)	<V> (m/s)	P ₀ (kPa)	P ₁ (kPa)	i _t (Pa/m)	i _{exp} (Pa/m)	Ep (%)	f	Re
1,0502	0,9194	8,06	6,2	119,53	116,25	2,82	0,029	117 320
1,87	1,909	39,2	31,05	545,69	509,375	7,13	0,031	243 596
2,168	2,035	24,35	15,1	621,96	578,125	7,58	0,0308	259 725
2,51	2,57	53,14	38,4	991,52	921,25	7,62	0,0307	328 399
2,608	2,51	35,8	21,22	940,05	911,25	3,16	0,0306	326 601
2,6256	2,664	56,49	40,7	1 055,48	986,875	6,95	0,0305	339 963

Teniendo en cuenta el esfuerzo de corte del fluido con la pared de la tubería se determinó, de forma experimental y teórica, para el agua cruda a temperatura ambiente (26 °C) el gradiente de presión, como se muestra en la Figura 5.

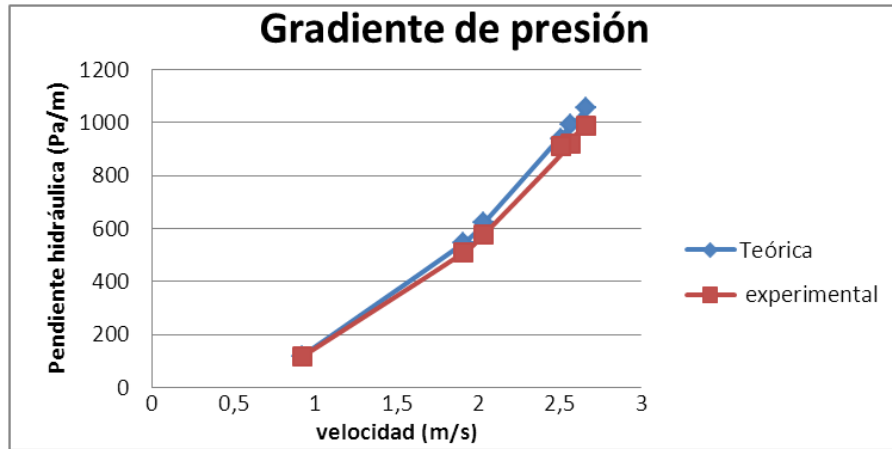


Figura 5. Comportamiento del gradiente de presión experimental y teórico.

Según los resultados obtenidos y lo mostrado en las curvas se puede plantear que el agua se comporta como un fluido newtoniano con un coeficiente de viscosidad dinámico bajo. En el régimen de flujo turbulento el error relativo puntual del modelo no superó el 7,6 %, obteniéndose una probabilidad de 92 %, 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 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 6.

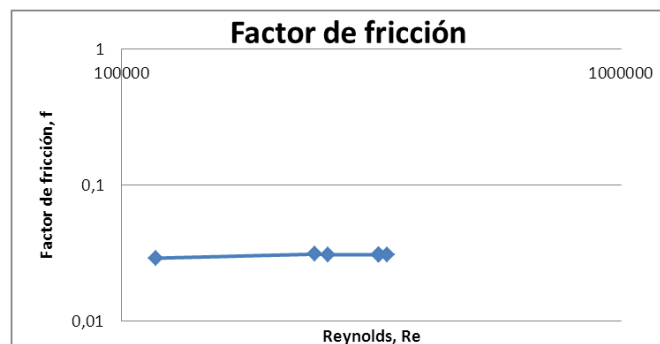


Figura 6. Comportamiento del número de Reynolds en función del factor de fricción.

El Reynolds ($Re \geq 10\ 000$) obtenido para las velocidades experimentales confirma que el agua cruda en la tubería se encuentra en régimen turbulento; es decir, las partículas describen un movimiento desordenado y las trayectorias de la misma se encuentran formando pequeños remolinos periódicos. Teniendo en cuenta lo planteado anteriormente se puede afirmar que existe un aumento de la pérdida de energía, debido a que las pequeñas variaciones en las condiciones iniciales del fluido implican grandes diferencias en su futuro comportamiento.

Conclusiones

La metodología aplicada es efectiva para las condiciones específicas establecidas en esta investigación, con un error máximo relativo puntual de 7,6 % y una probabilidad de efectividad del 92 %.

La correlación entre el factor de fricción y el número de Reynolds para valores entre 117 320 y 339 963 demuestra el comportamiento del fluido en la zona de flujo turbulento.

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.
- DAVIDSON, R. & NGUYEN, D. 2007: A model for pressure drops in the pipeline for non-Newtonian fluids. *Journal of Food Engineering* 80(4): 1 011-1 015.
- GARCELL, L.; DÍAZ, A. & SURÍS, G. 2011: *Transferencia de cantidad de movimiento, calor y masa*. 2 ed. Félix Varela, La Habana, 345 p.
- HALBERG, S. 2000: *Principios básicos para el diseño de instalaciones de Bombas Centrífugas*. Mc Graw-Hill, Inglaterra, 300 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.

NEKRASOV, B. 1986: *Hidráulica*. Pueblo y Educación, La Habana, 432 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). Trabajo 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.

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.