

Parámetros operacionales y de diseño de la instalación semi-industrial de hidrotransporte de la Universidad de Moa

Alexandre do Nascimento Ngaca

angaca@mecanica.ismm.edu.cu

Michel Rodríguez Ismar

mrismar@ismm.edu.cu

Universidad de Moa (Cuba).

Resumen: Se estudió el comportamiento de los parámetros tecnológicos, de diseño y funcionamiento de la instalación semi-industrial de hidrotransporte de la Universidad de Moa. Se realizaron experimentos de estrangulación con la válvula en la descarga de la bomba, con el objetivo de obtener las curvas características del sistema para varios números de revoluciones, además de evaluar el comportamiento de la red de tuberías y accesorios. Dentro de los principales resultados se encontraron las curvas características de la bomba centrífuga η_G carga-capacidad, potencia-caudal, rendimiento-caudal para el transporte de agua cruda a temperatura de 26 °C. El análisis de la red de tuberías y accesorios junto con las curvas características arrojan los puntos de operación del sistema de bombeo, encontrándose entre los rangos operacionales de este.

Palabras clave: agua cruda; régimen turbulento; curvas características; puntos operacionales.

Operational and design parameters of the semi-industrial hydrotransport facility of the University of Moa

Abstract: The design, performance of technological parameters, and operation of the semi-industrial hydrotransport installation of the University of Moa was studied. Throttling experiments were carried out with the valve in the pump discharge, with the aim of obtaining the characteristic curves of the system for various revolutions, in addition to evaluate the performance of the pipe and fittings network. Among the main results were the characteristic curves of the centrifugal pump η G load-capacity, power-flow, and performance-flow for transporting raw water at 26 ° C of temperature. The operating points of pumping system were obtained when analyzing the network of pipes and fittings together with the characteristic curves yield being among its operational ranges.

Key words: raw water; turbulent flow; characteristic curves; operational points.

Introducción

Los sistemas de hidrotransporte en las industrias juegan un papel fundamental, estos deben garantizar un aprovechamiento de los recursos naturales y disminuir el consumo de energía eléctrica para lograr una mayor eficiencia en el proceso productivo. En la Universidad de Moa existen áreas e instalaciones destinadas al estudio y comportamiento de los fluidos industriales, en especial del níquel, así como los elementos y equipos que componen dichas instalaciones, dirigidos por profesores investigadores del área de la Mecánica de los Fluidos.

La instalación semi-industrial de hidrotransporte, construida alrededor de los años 1985 y 1986, es una de estas áreas destinadas para la investigación y la docencia, la cual consta de bombas, tuberías, accesorios e instrumentación encargados de controlar los parámetros de funcionamiento de estos equipos para el bombeo de diferentes fluidos (Carcassés, 2018).

Con vista a lograr resultados más confiables se ha incorporado un sistema de medición y control actualizado, que cuenta con un PLC o Autómata Programable con un software CITEC que se encarga de registrar las mediciones a través de un ordenador. En este caso se instalaron tomas de presión en diferentes puntos: una en la succión y otra en la descarga, con el objetivo de determinar las curvas características de la bomba, las otras tomas de presión se instalaron en un tramo recto de la tubería horizontal, con vista a comprobar la metodología de cálculo del gradiente de presión según el comportamiento reológico de los fluidos a manejar (Carcassés, 2018). Igualmente, a la instalación de bombeo se acopló un variador de velocidad, con el objetivo de regular eficientemente el flujo y poder comprobar diferentes condiciones de operación. Esto demuestra la necesidad de realizar un estudio verificativo actualizado de la instalación semi-industrial de hidrotransporte de la Universidad de Moa con agua cruda, ya que el análisis de este fluido sirve de base para estudios posteriores con otros fluidos de características reológicas distintas.

El objetivo del presente trabajo es obtener las curvas características de la bomba centrífuga de la instalación semi-industrial de hidrotransporte y determinar el punto de operación de la bomba para diferentes condiciones de trabajo.

Materiales y métodos

Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte de la Universidad de Moa

Este sistema está equipado de una bomba centrífuga, tuberías de diámetros nominales de 100 mm y 150 mm con una longitud de tubería recta de alrededor de 58 m; accesorios e instrumentación.

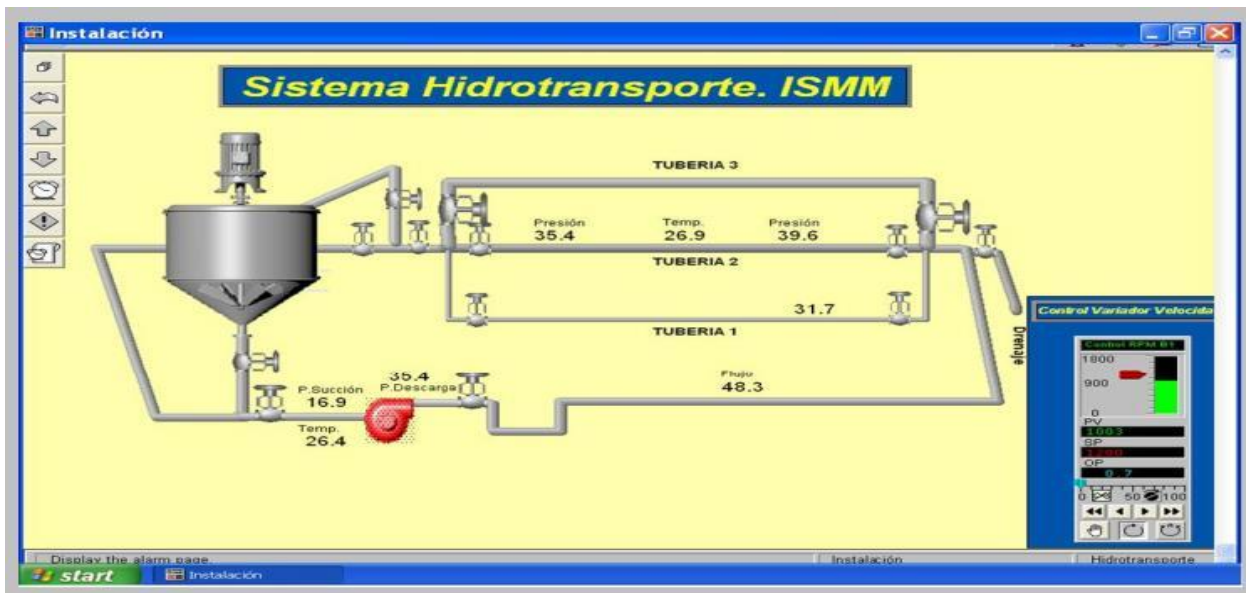


Figura 1. Esquema de la instalación semi-industrial de hidrotransporte de la Universidad de Moa.

La instalación cuenta con un tanque con un volumen de 5,187 m³ en el que se deposita el material a transportar. Un agitador con un moto-reductor para homogenizar la mezcla. Una moto-bomba centrífuga μ G 126/25 que es la encargada de bombear el fluido de forma continua.

Características del equipamiento actual de la instalación según la condición de diseño

Grupo Motor-Bomba:

Motor-Bomba μ G de arena

Caudal: 160 m³/h

Altura: 40 m

Altura neta de succión positiva requerida (NPSH) $r= 5$ m

Eficiencia: 56 %

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.

Dimensiones principales y peso:

Impulsor: Diámetro exterior 354 mm

Ancho del alabe del impulsor en aspiración: 35 mm.

Deducción analítica de las curvas características de la bomba centrífuga лG de arena

Para la obtención de las curvas características de la bomba centrífuga лG se utilizó el método de estrangulación con una válvula en la descarga como se muestra en la Figura 1, este método ha sido investigado y probado por otros autores (White, 2011); para ello fue necesario instalar manómetros en la entrada y la salida de esta, y con ayuda de un variador de velocidad y un flujómetro se controló el caudal de la bomba para varios números de revoluciones (800 r/min, 1 000 r/min, 1 400 r/min, 1600 r/min).

Para el cálculo de la potencia hidráulica (P_h), que es el trabajo útil realizado por la bomba centrífuga por unidad de tiempo según White (2011), se determina por la siguiente expresión:

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H$$

Esta potencia hidráulica no es igual a la potencia consumida por la bomba, ya que existen pérdidas ocasionadas por rozamientos (Cherkasski, 1986; Sablón, 2019). El término eficiencia se utiliza para denotar la relación de la potencia transmitida por la bomba al fluido y la potencia que se suministra a la bomba. Debido a las pérdidas de energía por fricción mecánica en los componentes de la bomba, fricción del fluido y turbulencia excesiva en esta, no toda la potencia de entrada se transmite al fluido. Entonces si se denota la eficiencia con el símbolo η , se tiene la siguiente ecuación

$$\eta = \frac{P_h}{P}$$

Metodología empleada para el cálculo hidráulico en la instalación semi-industrial de hidrotransporte

Obtenidos los parámetros para las condiciones actuales de la bomba instalada se calculan las pérdidas para un caudal controlado de 160 m³/h, que es el establecido por diseño del grupo moto-bomba.

La evaluación de la red de tuberías y accesorios se realizó a partir de la metodología clásica aplicable para un fluido newtoniano (agua cruda) que se encuentra en la literatura referenciada (Nekrasov, 1986; Reza, 2000; Rodríguez, 2013; Carcassés, 2018).

Resultados y discusión

Curvas características de la bomba centrífuga лG

Las curvas características de la bomba centrífuga лG para agua cruda a una temperatura ambiente de 26 °C se determinaron en función de la deducción analítica utilizando el método de estrangulación con la válvula en la descarga de la bomba.

En las Tablas 1, 2, 3 y 4 se muestran los valores de carga-capacidad, obtenidos en la deducción analítica empleada en el capítulo dos, donde se puso a trabajar el motor de la bomba con ayuda de un variador de velocidad a los números de revoluciones siguientes: 800 rev/min; 1 000 rev/min; 1 400 rev/min; 1600 rev/min y, por último, se ponen los parámetros para la condición de diseño del grupo motor bomba.

Tabla 1. Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal лG.a 800 rev/min

Carga (m)	13,7	13,7	13,7	13,6	13,4	13,2	12,9	12,5	11,5	10,9
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 2. Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal лG.a 1 000 rev/min

Carga (m)	18,8	18,9	18,7	18,5	18	17,8	17,1	16,3	14,1	12,8
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 3. Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal лG.a 1 400 rev/min

Carga (m)	34,5	34,1	33,3	32,5	31,7	31,4	30,7	30,1	29	28,5
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 4. Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal лG a 1 600 rev/min

Carga (m)	44,8	44,5	43,9	43,1	42,1	41,5	40,3	39	35,7	33,9
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 5. Parámetros para la curva de la bomba altura-caudal лG a 1740 rev/min (condición de diseño)

Carga (m)	59,1	57,8	55,3	53	50,9	49,9	48	46,2	43,2	42
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

La Tabla 1 muestra los modelos de las curvas carga-capacidad (H-Q) de la bomba centrífuga лG obtenidos.

Tabla 6. Curvas características carga-capacidad de la bomba centrífuga de arena лG

Número de revoluciones	Curva Carga-Capacidad	Coefficiente de determinación (R²)
800	$H = -0,0001Q^2 + 0,0022Q + 3,745$	1
1 000	$H = -0,0002Q^2 + 0,0026Q + 18,894$	0,947
1 400	$H = 6E-05Q^2 - 0,0443Q + 34,592$	0,995
1 600	$H = -0,0002Q^2 - 0,0245Q + 44,836$	0,979
1 740 (Diseño)	$H = 0,0002Q^2 - 0,131Q + 59,12$	1

Según los resultados obtenidos en la tabla anterior el modelo obtenido se ajusta a un polinomio de orden dos, obteniéndose un coeficiente de determinación igual a la unidad y cercano a este en algunos casos, lo cual confirma investigaciones anteriores (Martínez & Riaño, 2018; Carcassés, 2018; Sablón, 2019), las cuales plantean que este modelo es el que se aplica a este tipo de curvas carga-capacidad.

En la Figura 2 se muestran las curvas características de carga-capacidad obtenidas por el análisis de mínimos cuadrado realizado.

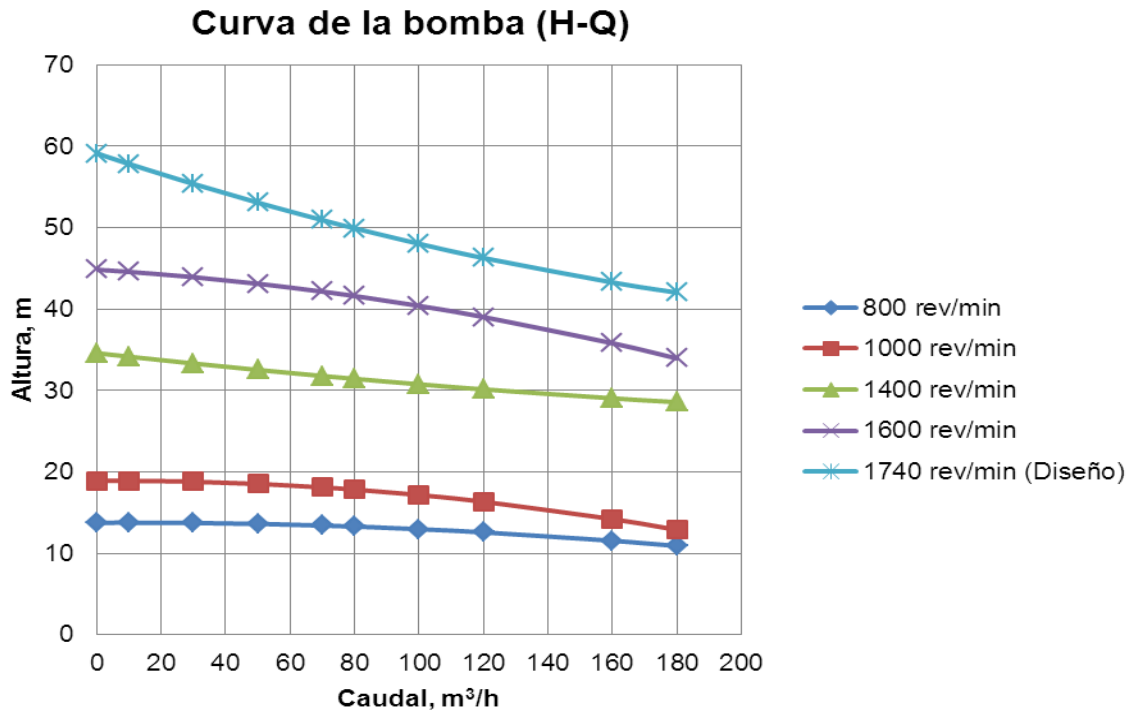


Figura 2. Curvas características de carga-capacidad de la bomba centrífuga лГ.

En las Tablas 7, 8, 9 y 10 se muestran los valores de potencia capacidad, donde se puso a trabajar el motor de la bomba a los mismos números de revoluciones que en el caso de la obtención de las curvas de carga-capacidad.

Tabla 7. Parámetros para la curva de la bomba potencia-caudal лГ.a 800 rev/min

Potencia (kW)	4,1	4,2	4,5	4,8	5,1	5,2	5,5	5,8	6,4	6,7
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 8. Parámetros para la curva de la bomba potencia-caudal лГ.a 1 000 rev/min

Potencia (kW)	7,7	7,7	7,9	8,3	8,8	9,2	9,9	10,9	13,2	14,6
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 9. Parámetros para la curva de la bomba potencia-caudal лГ.a 1 400 rev/min

Potencia (kW)	18,8	20,4	23,1	25,3	26,7	27,2	27,7	27,6	25,4	23,4
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 10. Parámetros para la curva de la bomba potencia-caudal лG.a 1 600 rev/min

Potencia (kW)	32,3	33,3	35,2	37,1	39	39,9	41,8	43,7	47,4	49,2
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

En la figura anterior se muestra que a medida que aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba tiende a aumentar la presión y el caudal de esta. La Tabla 11 muestra los modelos de las curvas potencia-capacidad de la bomba centrífuga лG, obtenidos en el análisis realizado.

Tabla 11. Modelos de las curvas potencia-capacidad de la bomba centrífuga лG

Número de revoluciones	Curva Potencia-Capacidad
800	$P = 2E-06Q^2 + 0,0142Q + 4,1218$
1 000	$P = 0,0002Q^2 + 0,0027Q + 7,726$
1 400	$P = -0,0008Q^2 + 0,1697Q + 18,815$
1 600	$P = -1E-05Q^2 + 0,0958Q + 32,348$

Según los resultados obtenidos en la tabla anterior, el modelo se ajusta a un polinomio de orden dos, igualmente que en el caso anterior para las otras curvas, lo cual confirma las investigaciones de Martínez & Riaño (2018), que plantean que este modelo se aplica a este tipo de curvas potencia-capacidad.

En la Figura 3 se muestran las curvas características de potencia-capacidad, obtenidas por el análisis de mínimos cuadrado realizado.

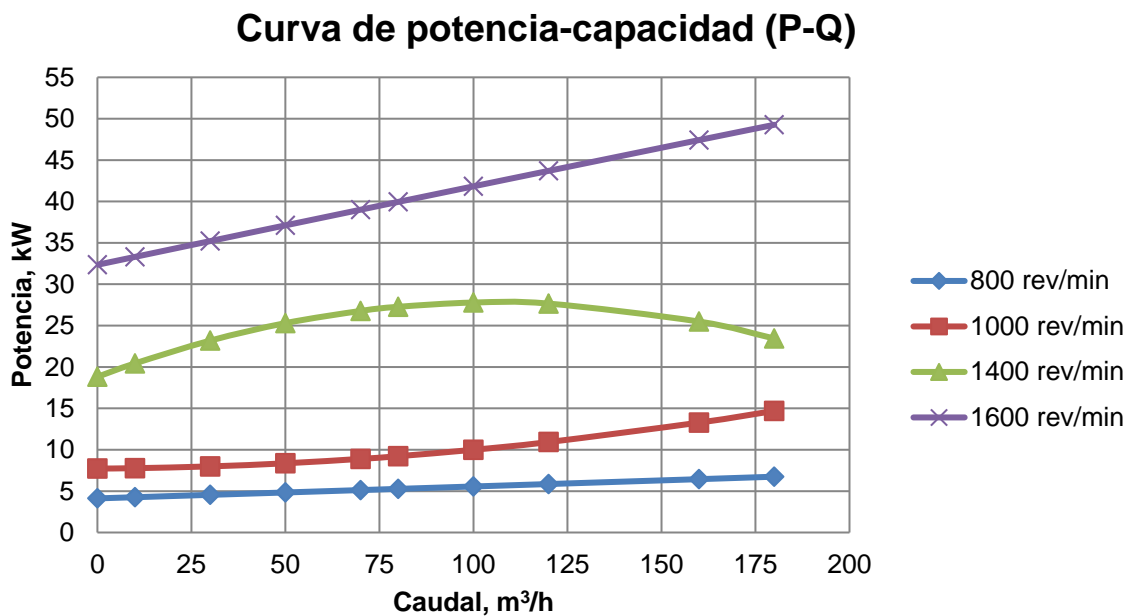


Figura 3. Curvas características de potencia-capacidad de la bomba centrífuga лГ.

En la figura 3 se muestra que a medida que aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba, tiende a aumentar la potencia consumida; este valor es directamente proporcional al caudal y al número de revoluciones, ya que a mayor número de revoluciones existe un mayor caudal y así aumenta la tensión del motor que influye en la carga total.

Las Tablas 12, 13, 14 y 15 muestran los valores de rendimiento-caudales, donde se puso a trabajar el motor de la bomba con ayuda de un variador de velocidad a los mismos números de revoluciones anteriores.

Tabla 12. Parámetros para la curva de la bomba η-Q a 800 rev/min

Rendimiento (%)	0	8,7	24,4	37,8	49	53,7	61,6	67,1	71,6	70,3
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 13. Parámetros para la curva de la bomba η-Q a 1000 rev/min

Rendimiento (%)	0	6,9	19,5	30,4	39,6	43,5	50	54,7	58,9	58,4
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 14. Parámetros para la curva de la bomba η -Q a 1 400 rev/min

Rendimiento (%)	0	3,5	10,3	16,6	22,4	25,2	30,3	34,9	42,7	45,9
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

Tabla 15. Parámetros para la curva de la bomba η -Q a 1 600 rev/min

Rendimiento (%)	0	3	9,9	15,5	20,3	22,5	26,2	29,3	33,2	34,1
Caudal (m³/h)	0	10	30	50	70	80	100	120	160	180

En la Tabla 16 se muestran los modelos de las curvas rendimiento-capacidad de la bomba μ G, obtenidas en el análisis realizado.

Tabla 16. Modelos de las curvas rendimiento-capacidad de la bomba centrífuga μ G

Número de revoluciones	Curva Rendimiento-Capacidad
800	$\eta = -0,0028Q^2 + 0,8953Q + 0,072$
1000	$\eta = -0,0022Q^2 + 0,721Q - 0,0898$
1400	$\eta = -0,0006Q^2 + 0,3633Q + 0,0045$
1600	$\eta = -0,0009Q^2 + 0,35Q + 0,2857$

Según los resultados obtenidos en la tabla anterior el modelo obtenido se ajusta a un polinomio de orden dos, corroborando las investigaciones precedentes (Martínez & Riaño 2018), las cuales plantean que este modelo se aplica a este tipo de curvas rendimiento-caudal.

En la Figura 4 se muestran las curvas características de rendimiento-capacidad obtenidas por el análisis de mínimos cuadrado realizado.

Descarga a la succión de la bomba (η -Q)

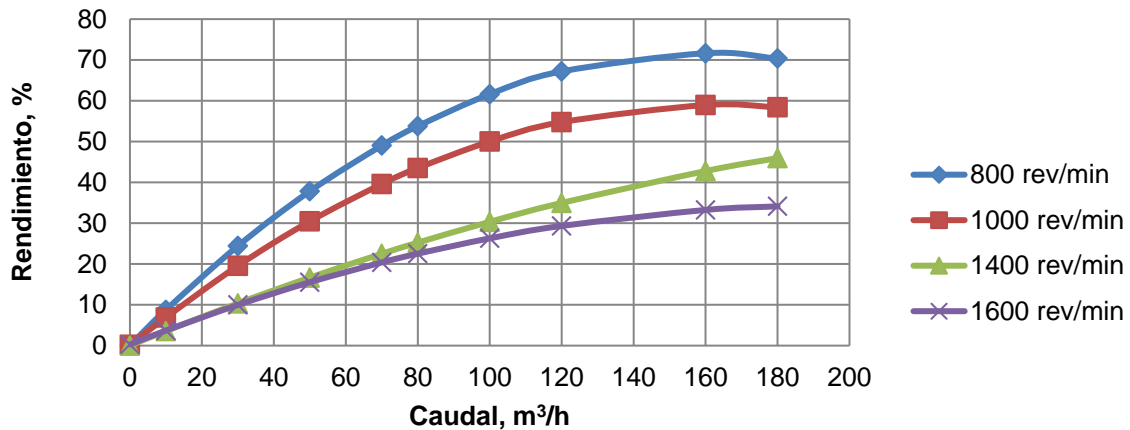


Figura 4. Curvas características de rendimiento-capacidad de la bomba centrífuga μ G.

Punto de operación de la bomba μ G según el sistema de tubería y accesorios

En la Figura 5 se muestran las curvas características obtenidas por el método de estrangulación descrito anteriormente, para varios números de revoluciones del motor de la bomba. Estas curvas son interceptadas con la curva de la red, obteniéndose los puntos operacionales utilizando la descarga directamente al tanque.

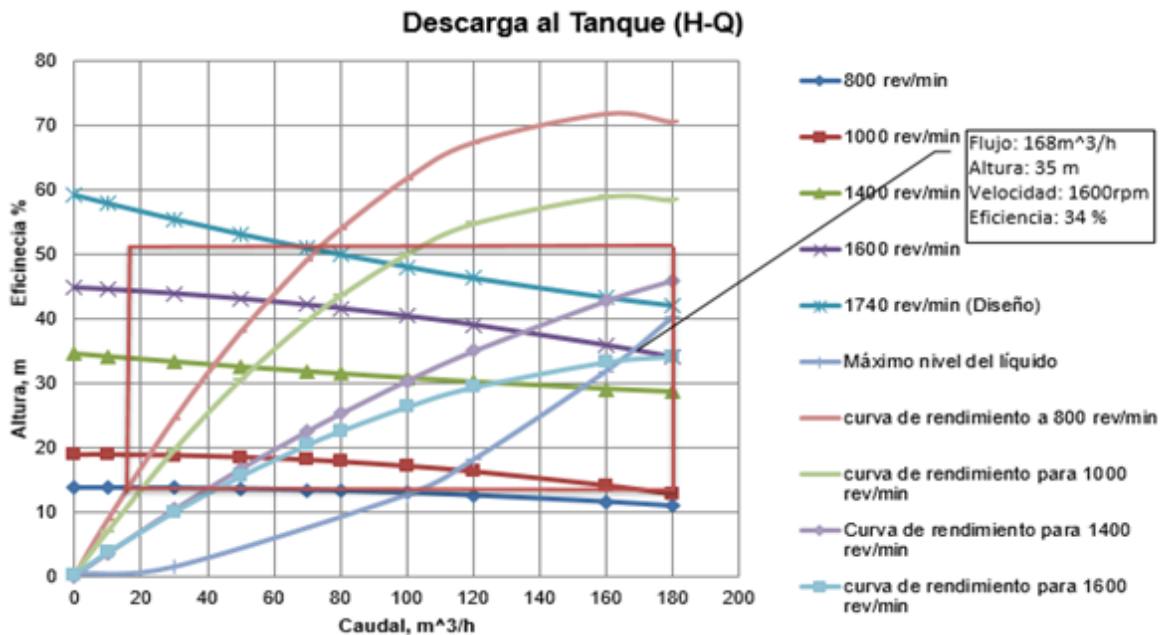


Figura 5. Zona de utilización industrial de la bomba μ G.

Como se muestra en la figura anterior, la zona de utilización industrial contempla los puntos operacionales obtenidos en el intercepto de las curvas características de bomba (H-Q, P-Q y η -Q) con la curva del sistema de tuberías y accesorios.

En esta se obtiene el punto de operación donde se garantiza el mayor caudal para un número de revoluciones de 1 600 rev/min con un caudal de 168 m³/h a una altura de 35 m y un rendimiento de 34 %.

Conclusiones

Se determinan las curvas características de la bomba centrífuga лG carga-capacidad, potencia-caudal y rendimiento-caudal para el transporte de agua cruda a temperatura ambiente de 26 °C.

Se obtiene el punto de operación de la bomba лG con respecto al sistema de tuberías y accesorios para un caudal máximo de 168 m³/h a una altura de 35 m y un rendimiento de 34 %, para un número de revoluciones de 1 600 rev/min.

Referencias bibliográficas

CARCASSÉS, R. 2018. *Determinación de los parámetros de trabajo en la instalación semi-industrial del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa*. Trabajo de diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. 68 p.

CHERKASSKI, V. M. 1986. *Bombas Ventiladores Compresores*. Editorial Mir, Moscú. 370 p.

MARTÍNEZ, Y. & RIAÑO, F. 2018. Deducción analítica de las curvas características de las bombas rotodinámicas en paralelo. *Ingeniería Hidráulica y Ambiental* 39(1): 112-126.

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.

SABLÓN, L. E. 2019. *Evaluación del hidrotransporte de la pulpa laterítica a escala semi-industrial*. Trabajo de diploma. Universidad de Moa Dr. Antonio Núñez Jiménez.

WHITE, F. 2011. *Fluid Mechanics*. 7 ed. McGraw-Hill, New York. 532 p.