

# 19

Fecha de presentación: diciembre, 2019

Fecha de aceptación: enero, 2020

Fecha de publicación: marzo, 2020

## EVALUACIÓN

DEL CONJUNTO BOMBA-SISTEMA DE TUBERÍAS PARA EL TRASLADO DE TURBOCOMBUSTIBLE DE INTERMEDIO A ALMACENAMIENTO FINAL EN LA REFINERÍA DE PETRÓLEO “CAMILO CIENFUEGOS”

### **EVALUATION OF THE COMBINED PUMP-SYSTEM OF PIPES FOR THE TRANSFER OF TURBO FUEL FROM INTERMISSION TO FINAL STORAGE IN THE REFINERY OF PETROLEUM “CAMILO CIENFUEGOS”**

Alejandro Elías Suárez<sup>1</sup>

E-mail: [alees@nauta.cu](mailto:alees@nauta.cu)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4701-013X>

Reinier Jiménez Borges<sup>2</sup>

E-mail: [rjborges@ucf.edu.cu](mailto:rjborges@ucf.edu.cu), [rmeca89@gmail.com](mailto:rmeca89@gmail.com)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6451-8499>

<sup>1</sup> Empresa Azucarera Cienfuegos. Cuba.

<sup>2</sup> Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” Cuba.

Cita sugerida (APA, séptima edición):

Elías Suárez, A., & Jiménez Borges, R. (2020). Evaluación del conjunto bomba-sistema de tuberías para el traslado de turbocombustible de intermedio a almacenamiento final en la Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos”. *Universidad y Sociedad*, 12(2), 146-153.

#### RESUMEN

Entre los productos de la refinación en la refinería de Cienfuegos se encuentra el turbocombustible Jet A1, usado en varias terminales aéreas del país. Este producto se procesa en la planta y se almacena en tanques de intermedio, donde el fluido reposa luego de la refinación. En teoría la bomba inicial instalada HK 65/35-70 con la variante de impelente 1a es capaz de vencer la carga del sistema y entregar el flujo demandado (60 m<sup>3</sup>/h), pero en la práctica el caudal fue mucho menor de 40 a 50 m<sup>3</sup>/h. Se realizan ajustes en el sistema con la conexión de una segunda succión, logrando elevar el flujo hasta la demanda, pero bruscas caídas de presión en condiciones críticas, obligan a utilizar métodos de regulación ineficientes provocando caídas de flujo entre 42 a 47 m<sup>3</sup>/h. En el estudio queda demostrado que las caídas de presión en la succión están provocadas por el fenómeno de cavitación en esta condición crítica y que para satisfacer la demanda de la planta es necesario sustituir la bomba por la HK 65/35-125 con el impelente 1B con un motor de 40 kW de 3530 rpm además eliminar una de las succiones.

**Palabras clave:** Cavitación, sustitución, condición crítica, eficiencia.

#### ABSTRACT

Among the products of the refinement in the refinery of Cienfuegos is the turbo fuel Jet A1, used in several air terminals of the country. This product is processed in the plant and it is stored in intermission tanks, where the fluid rests after the refinement. Then, it is needed to send the fluid from the intermission tanks until the tanks of final storage to reason of 60 m<sup>3</sup>/h to maintain the production flow. In theory, the installed initial machinery, the bomb HK 65/35-70 with the variant of forcing are able to conquer the load of the system and to give the demanded flow, but in the practice the flow went a lot smaller than 40 to 50 m<sup>3</sup>/h. they are carried out adjustments in the system with the connection of a second suction, being able to elevate the flow until the demand, but abrupt falls of pressure under critical conditions, they force to use inefficient regulation methods causing fallen of flow among 42 to 47 m<sup>3</sup>/h, while under less adverse conditions flows have been reached of up to 63 m<sup>3</sup>/h. In the study, it is demonstrated that the falls of pressure in the suction are caused by the cavitation in this critical condition and that to satisfy the demand of the plant it is necessary to substitute the bomb for the HK 65/35-125 with the forcing one 1B with a motor of 40 kW of 3530 rpm also to eliminate one of the suctions.

**Keywords:** Cavitation, substitution, critical condition, efficiency.

**INTRODUCCIÓN**

La Refinería de Petróleo “Camilo Cienfuegos” es una de las grandes inversiones de la década del 80 con la colaboración de la desaparecida Unión Soviética. Su etapa de proyección transcurrió entre 1977 y 1983 luego de un período de construcción y montaje que duró desde 1983 hasta 1990. Con la caída del Campo Socialista, la inversión pasa a una etapa de conservación, período durante el cual se utilizan solo sus capacidades para almacenar combustibles. El 10 de abril del 2006 se constituye la Empresa Mixta, con el nombre de PDVCUPET S.A, tiempo después CUVENPETROL S.A (Petróleos Cuba y Venezuela), consolidándose como una empresa de gran prestigio en el área del Caribe. Desde agosto del 2018 la empresa pasó de capital mixto a cubano, hasta hoy esta continúa desempeñando sus funciones. Entre los productos refinados en la planta se encuentra el turbocombustible Jet A1, este producto es utilizado por las terminales aéreas del país y al ser utilizado en la aeronáutica se necesita calidad en todo proceso que se ejecute con el mismo. En el año 2015 con el fin de lograr enviar desde los tanques de intermedio, donde reposa el combustible refinado, hasta los tanques de almacenamiento final un caudal de 60 m3/h (Flujo de procesamiento) y aumentar la seguridad en el proceso (ya que hasta el momento existían dos bombas conectadas en paralelo y no había otra de respaldo), se tomó la decisión de sustituir por dos bombas HK 35-65-70, donde cada una entregaría el flujo demandado y mientras una trabajaba, la otra operaría en caso de emergencia. La bomba HK35-65-70 con la variante de impelente 1a, según las curvas del fabricante sería capaz de entregar el flujo y vencer la carga demandada. En la realidad esto no ocurrió así, la máquina operó con flujos entre 40 y 50 m3/h, por lo que aprovechando una línea en desuso se decidió agregar una nueva succión. La nueva solución si llega a entregar el flujo demandado, pero bajo ciertas condiciones es necesario el estrangulamiento de sus válvulas, ya que la presión baja a niveles no recomendados en la descarga (6 kgf/cm2) por lo que en esta condición cae el flujo por la estrangulación. Para la empresa es necesaria la evaluación del sistema del turbocombustible Jet A1 desde intermedio hasta almacenamiento final.

**MATERIALES Y MÉTODOS**

A partir del flujo, velocidad de rotación de la máquina, diámetros y los planos del impelente se elabora un diagrama de velocidades, según lo indicado en la figura 1.

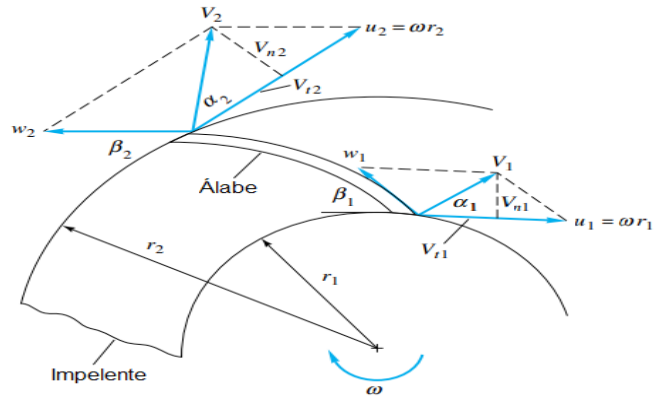


Figura 1. Paralelogramos de velocidad a la entrada y la salida de los canales interálabe.

Fuente: White (2003).

Donde:

$\omega$ : Velocidad angular.

$u_1 u_1$ : Velocidad tangencial del impelente.

$w_1 w_1$ : Velocidad relativa a la superficie del álabe.

$V_1 = C_1 V_1 = C_1$ : Velocidad absoluta del fluido.

$V_{n1} = C_{r1} V_{n1} = C_{r1}$ : Componente radial de la velocidad absoluta.

$V_{t1} = C_{1u} V_{t1} = C_{1u}$ : Componente tangencial de la velocidad absoluta.

$\beta_1 \beta_1$ : Ángulo comprendido entre  $w$  y  $u_1 u_1$ .

$\alpha_1 \alpha_1$ : Ángulo comprendido entre  $C$  y  $u_1 u_1$ .

Para la metodología de cálculo, se debe plantear la determinación de la componente radial de la velocidad absoluta ( $C_{2r}$ ), la velocidad tangencial a la salida del impelente ( $u_2$ ), la velocidad relativa a la salida del impelente ( $w_2$ ) y la componente tangencial de la velocidad absoluta a la salida ( $C_{2u}$ ) a partir de las ecuaciones 1,2,3,4.(Bachus, 2003; Carter, 1968; Cherkasski, 1986; Girdhar, 2005; Gülich, 2008; Karassik, 2008; Jiménez & Monteagudo, 2015).

$$C_{2r} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}$$

Ecuación 1

$$u_2 = \frac{\pi * rpm * D_2}{60}$$

Ecuación 2

$$w_2 = C_{2r} / (\text{Sen}(\beta_2))$$

Ecuación 3

$$C_{2u} = u_2 - C_{2r} \cot \beta_2$$

Ecuación 4

Con los valores de estas dimensiones se calcula la carga teórica infinita  $H_{t\infty}$  mediante la ecuación 5

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u}}{g}$$

Ecuación 5

Donde:

$g$ : Gravedad ( $m/s^2$ )

Luego se calcula la carga real a partir de la ecuación 6:

$$H_r = \eta_h \cdot \mu \cdot H_{t\infty}$$

Ecuación 6

Donde  $\eta_h$ : es el rendimiento hidráulico que se estima entre 0.7 y 0.8 y  $\mu$ : coeficiente que toma en cuenta el número finito de álabes, este último puede ser determinado por la ecuación 7 y 8.

$$\mu = \frac{1}{1 + (2 * \frac{\psi}{Z * (1 - (\frac{D2}{D1})^2)})}$$

Ecuación 7

$$\psi = 0.55 + 0.6 * \text{sen}(\beta_2)$$

Ecuación 8

Con la carga real se calcula la potencia real (N) mediante la ecuación 9:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 * \eta_b}$$

Ecuación 9

$\eta_b$ : eficiencia de la bomba al flujo de trabajo.

La potencia calculada es la potencia mecánica, por lo que si se quiere comprobar si el motor puede satisfacer esta potencia eléctricamente es necesario tener en cuenta

la eficiencia del motor eléctrico  $\eta_m$ . Utilizando la ecuación 10 se puede obtener la potencia eléctrica demandada por el motor (Nekrasov, 1968; Lobanoff, 1992;

Nelik, 1999; White, 2003; Kaya, 2008; Streater, 2008; Mott, 2008).

$$N_m = \frac{N}{\eta_m}$$

Ecuación 10

La teoría de semejanza en equipos de bombeo puede ser aplicada cuando el fabricante brinda las curvas características de sus máquinas a parámetros distintos a los que se emplearan realmente como podrían ser la velocidad o el fluido que se maneja. Entre las ecuaciones que se aplican en estos casos están las relacionadas con el flujo y la carga (ecuación 11 y 12). Para calcular el flujo y la carga en la máquina modificada se tiene que:

$$Q_{m.modificada} = \frac{(Q_{m.original} * rpm_{m.modificada})}{rpm_{m.original}}$$

Ecuación 11

$$H_{m.modificada} = \frac{(H_{m.original} * (rpm_{m.modificada}^2))}{rpm_{m.original}^2}$$

Ecuación 12

Donde *m. modificada* representa los valores de la máquina operando en la industria y *m. original* los valores a los que el fabricante elabora las curvas características de la máquina.

La ecuación básica para iniciar los cálculos en el sistema de tuberías es la ecuación de Bernoulli (ecuación 13) la que plantea lo siguiente:

$$\frac{P_1}{\rho * g} + Z_1 + \alpha \frac{v_1^2}{2g} + \Delta h = \frac{P_2}{\rho * g} + Z_2 + \alpha \frac{v_2^2}{2g} + h_f$$

Ecuación 13

Donde:

$Z_1$ : Altura de la succión en metros.

$P_1$ : Presión de la succión en Pa.

$v_1^2$ : Velocidad media del fluido en la toma de succión, m/s.

$\alpha$ : Coeficiente de Coriolis y depende del tipo de flujo que se produzca.<sup>1</sup>

$h_f$ : Pérdidas de presión por rozamiento en la conducción en metros.

$\Delta h$ : Carga de la bomba en metros.

$\rho$ : Densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$g$ : Aceleración de la gravedad ( $9.81 \text{ m/s}^2$ )

Para obtener un valor de  $h_f$  es necesario conocer el número de Reynolds (Re) (ecuación 14) y determinar si el régimen es laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\rho * v * D}{\mu}$$

Ecuación 14

Donde v es la velocidad en m/s y se determina a partir de la ecuación 15

$$v = \frac{Q}{A}$$

Ecuación 15

A: Área de la sección interior de la tubería en  $\text{m}^2$

Q: Flujo que circula en el sistema en  $\text{m}^3/\text{s}$

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido ( $\text{Pa} \cdot \text{s}$ )

A partir del diagrama de Moody se puede conocer un estimado del factor de fricción (f) del sistema. Otra vía de estimar este factor es mediante la ecuación 16:

$$f = \frac{1.325}{\left(\ln\left(\frac{\epsilon}{3.7 * D} + \frac{5.74}{R^{0.9}}\right)\right)^2}$$

Ecuación 16

$\frac{\epsilon}{D}$ : Rugosidad relativa.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La tabla 1 muestra los parámetros iniciales a utilizar. La densidad utilizada en este cálculo para el turbocombustible Jet A1 es la mayor que puede alcanzar el fluido y mantenerse en los estándares de calidad.

Tabla 1. Parámetros iniciales para el cálculo.

Flujo Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	60
$D_2$ Diámetro de salida (m)	0.245
$D_1$ Diámetro de entrada (m)	0.107
Densidad ( $\text{kg/m}^3$ )	840
Eficiencia al flujo deseado	0.55
ancho del canal B (m)	0.01182
Velocidad de la máquina (rpm)	3 530
Z (Número de álabes)	8
Rendimiento hidráulico ( $\eta_h$ )	0.8

La figura 2 muestra los valores finales de la conformación del triángulo de velocidad a la entrada del impelente, mientras que la figura 3 muestra este mismo triángulo a la salida.

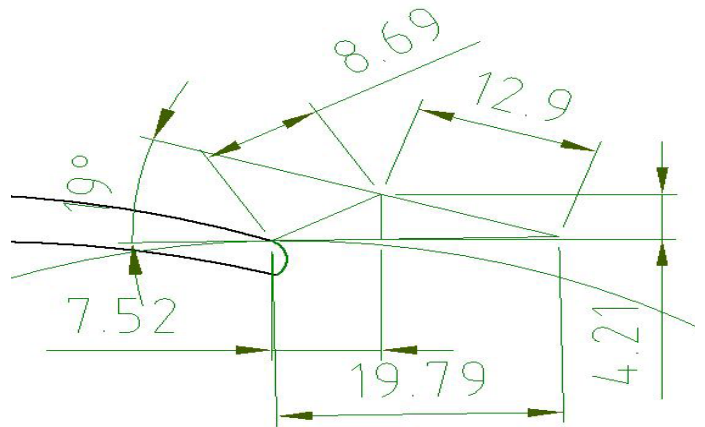


Figura 2. Triángulo de velocidades a la entrada del impelente.

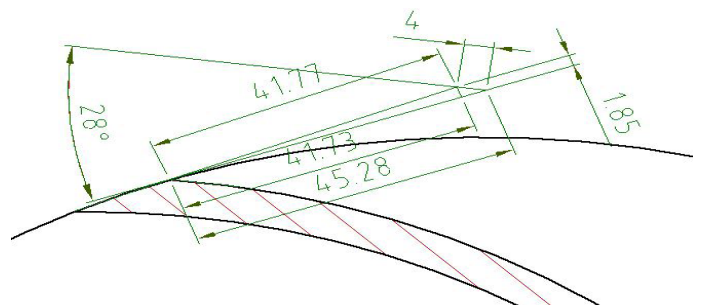


Figura 3. Triángulo de salida de velocidades del impelente.

<sup>1</sup>Es igual a 1/2 si el flujo es laminar ( $Re \leq 2000$ ) y vale 1 para flujo turbulento ( $Re \geq 4000$ )

La tabla 2 muestra la comparación entre los resultados de las velocidades obtenidas al aplicar el método gráfico y el método analítico.

Tabla 2. Resultado de las velocidades al aplicar métodos analíticos y geométricos.

Parámetro de velocidad	Resultado por el método analítico	Resultado por el método gráfico
$C_{1r}C_{1r}$ m/s	4,19	4,21
$C_{2r}C_{2r}$ m/s	1,83	1,85
$U_1U_1$ m/s	19,79	19,79
$U_2U_2$ m/s	45,26	45,28
$\beta_2\beta_2$ Grados	28	28
$\beta_1\beta_1$ Grados	19	19
$W_1W_1$ m/s	11,68	12,9
$W_2W_2$ m/s	3,90	4
$C_{2u}C_{2u}$ m/s	41,81	41,73
$C_{1u}C_{1u}$ m/s	8,74	7,52
$C_2C_2$ m/s	41,85	41,77
$C_1C_1$ m/s	9,70	8,69
$\alpha_1\alpha_1$ m/s	24,77	24
$\alpha_2\alpha_2$ m/s	2,51	2

Como se puede observar los resultados de ambos métodos no difieren tanto, por lo que podría ser utilizado el método analítico en caso de ser necesario para elaborar las curvas de la máquina conociendo la potencia real, presión en la succión real, presión en la descarga real y flujo real; ya que este método analítico depende solamente de los parámetros flujo, diámetro de salida, densidad, eficiencia, ancho del canal, velocidad, número de álabes y rendimiento hidráulico. Los parámetros variables serán los únicos que son imposibles de medir en la realidad, para las tuberías, la rugosidad superficial y para la bomba el rendimiento hidráulico y el rendimiento total. El resultado final del análisis se presenta en la tabla 3.

Tabla 3. Resultado final.

Potencia mecánica necesaria N (kW)	31,03
Carga teórica infinita (m)	177,56
Carga real permisible del impelente (m)	113

A partir de las ecuaciones anteriores y tomando como alturas de los tanques las críticas (succión con 0,5 m y descarga 10,6 m), se tomaron estas alturas ya que los problemas mayores del sistema se evidencian cuando

la succión está baja y la descarga se acerca al máximo, y tomando en cuenta que desde el año 2018 se trabaja con dos succiones el sistema se realizan los cálculos de los parámetros principales tanto para una como para dos succiones. La tabla 4 resume los parámetros de ambos puntos de operación y da una idea de la diferencia entre el uso de una succión o dos en el sistema. La principal diferencia se observa en la carga de la succión, ya que en el caso de dos succiones se observa que provoca baja presión y la cavitación en el sistema ya que el fabricante para este flujo de trabajo recomienda un NPSH de 3 m aproximadamente. También se observa que en el caso de una succión no existe inconveniente que evite la entrega del flujo demandado (60 m<sup>3</sup>/h).

Tabla 4. Parámetros en el punto de operación estimados.

	Una succión	Dos succiones
Presión en succión del manómetro (kgf/cm <sup>2</sup> )	-0,11	-0,69
Presión en descarga del manómetro (kgf/cm <sup>2</sup> )	6,89	7,84
NPSH (m)	8,63	1,35
Flujo (m <sup>3</sup> /h)	62,70	68,00
Eficiencia	0,47	0,47
Potencia (kW)	32,88	34,35
Carga en la succión (m)	11,55	4,27
Carga en la descarga (m)	98,69	110,46

Hasta el momento no existen problemas que provoquen las afectaciones que se observan actualmente en el sistema, por lo que se recopilaban algunos datos del mismo como el flujo, presiones y parámetros eléctricos dados en la tabla 5 (diferencia de altura en el tiempo), tabla 6 (parámetros eléctricos) y la tabla 7 (presiones en succión y descarga). A las 11:37 fueron abiertas completamente las válvulas, se comenzaron las mediciones eléctricas y de presión. La densidad del fluido fue de 803 kg/m<sup>3</sup>, la viscosidad de 0,00109 Pa\*seg y la presión de vapor a 30<sup>o</sup> C fue de 0,21 bar.

Tabla 5. Variación de alturas en el tanque de descarga en tiempo real y flujo real el día 25/01/2019.

Altura en mm	Hora	(FV=0.408 m <sup>3</sup> * mm)
3 879	09:24	57,528 m <sup>3</sup> /h
4 021	10:24	57,936 m <sup>3</sup> /h
4 163	11:24	58 m <sup>3</sup> /h
4 332	12:24	63 m <sup>3</sup> /h



Tabla 6. Parámetros eléctricos reales.

Voltaje (V)	470
Intensidad (A)	49

Tabla 7. Presión real medida.

Presión en succión kgf/cm <sup>2</sup>	-0,35
Presión en descarga kgf/cm <sup>2</sup>	8,5

A partir de los parámetros anteriores puede ser calculada la carga del sistema, y otros parámetros de interés, los mismos pueden ser consultados en la tabla 8.

Tabla 8. Parámetros obtenidos de los datos reales.

Altura del líquido (m)	5,40	4,16
Altura del tanque con respecto a Z <sub>0</sub> (m)	7,05	4,21
Carga por altura (m)	19,50	12,58
Carga generada por presión (m)	8,51	118,67
Pérdidas por fricción (m)	10,99	106,09
Pérdidas por fricción totales (m)	129,67	
Carga a vencer por la bomba (m)	110,17	

A partir de lo anterior se llega a la conclusión de que el día de la prueba la bomba operaba bajo los parámetros mostrados en la tabla 9.

Tabla 9. Parámetros estimados en el punto de operación por la simulación teórica estimada.

Presión en succión del manómetro (kgf/cm <sup>2</sup> )	-0,35
Presión en descarga del manómetro (kgf/cm <sup>2</sup> )	8,54
NPSH (m)	5,57
Flujo (m <sup>3</sup> /h)	63,00
Eficiencia	0,47
Potencia (kW)	33,16
Carga en la succión (m)	8,49
Carga en la descarga (m)	119,12

También a partir de un análisis de este mismo día se pudo conocer que la eficiencia de la máquina debe haber descendido un 14% para que el punto de operación llegara a este nivel de flujo, además la rugosidad superficial de la tubería de succión tendría que alcanzar valores de 0,00019 m y la de descarga 0,00033 m, además el rendimiento hidráulico disminuyó un 3% respecto al que originalmente tendría la máquina.

Conociendo que los mayores problemas ocurren cuando la succión se encuentra en un mínimo de su capacidad y la descarga a un máximo, además de contar con los parámetros reales de operación de la bomba y el sistema se modeló una situación donde el tanque de succión alcanza su altura mínima, mientras que el de descarga alcanza la máxima. La tabla 10 muestra los resultados obtenidos.

Tabla 10. Parámetros obtenidos de la simulación teórica estimada del sistema actual.

S= Altura del tanque de succión D=Altura del tanque de descarga	S=7,5 D=9,2	S=6,1 D=9,48	S=4,7 D=9,76	S=3,3 D=10,04	S=1,9 D=10,32	S=0,5 D=10,6
Presión en succión del manómetro (kgf/cm <sup>2</sup> )	-0,16	-0,26	-0,37	-0,47	-0,57	-0,67
Presión en descarga del manómetro (kgf/cm <sup>2</sup> )	8,73	8,65	8,56	8,48	8,40	8,32
NPSH (m)	7,93	6,66	5,39	4,12	2,89	1,65
Flujo (m <sup>3</sup> /h)	62,20	61,80	61,40	61,00	60,60	60,20
Eficiencia	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47	0,47
Potencia (kW)	32,75	32,61	32,47	32,33	32,18	32,04
Carga en la succión (m)	10,85	9,58	8,31	7,04	5,78	4,51
Carga en la descarga (m)	121,54	120,51	119,48	118,45	117,41	116,38

La tabla 10 demuestra como para las condiciones actuales de operación del conjunto la cavitación ocurre cuando la succión alcanza una altura cercana a los 1,9 metros mientras que la descarga se encuentra próxima al máximo.

Desde la instalación de la segunda succión ha existido un aumento de flujo, objetivo que se perseguía, pero al mismo tiempo han surgido problemas frecuentes de caída de presión, hecho que no ocurría con anterioridad. La figura 4 muestra en forma de gráfico un resumen de los

resultados obtenidos de la evaluación de los parámetros básicos para una y dos succiones en condición crítica (succión a 1 m y descarga a 10.6 m).

### Comparación entre el uso de una y dos succiones

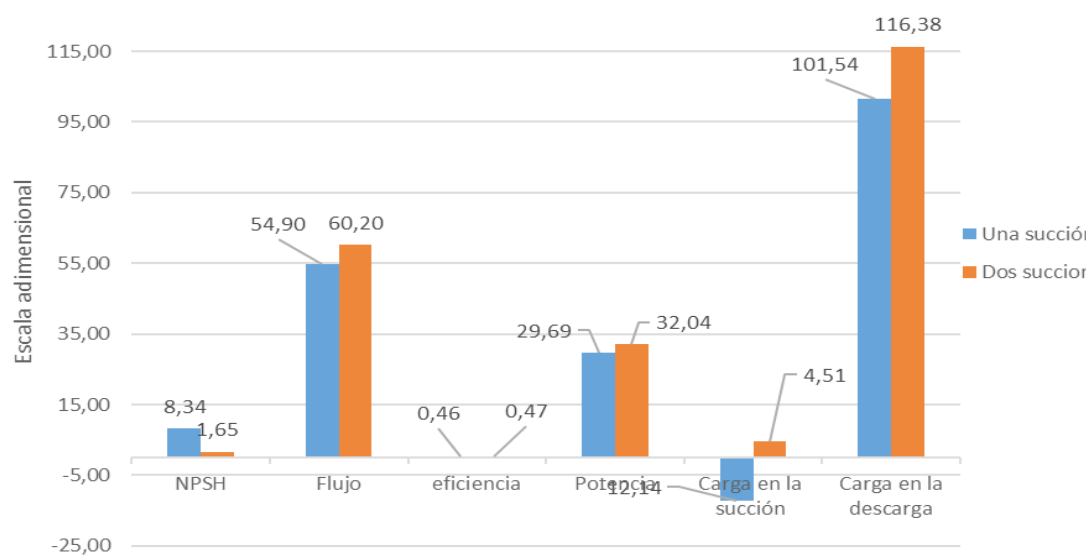


Figura 4. Comparación de los parámetros básicos del uso de una y dos succiones.

Lo primero es la carga, se puede observar que la carga a vencer en la descarga es mucho mayor cuando existen dos succiones esto se debe a que la segunda succión genera una carga adicional que minimiza las cargas en succión haciendo posible que la bomba pueda emplear más de su capacidad de carga en la descarga. Esto trae como consecuencia un aumento de 6 m<sup>3</sup>/h de flujo, pero por otro lado la baja carga en la succión provoca la caída del NPSH y la cavitación, por lo que todo el flujo aumentado no será aprovechable.

El aumento de los niveles de incrustación en el filtro de succión provoca que el sistema no opere según sus parámetros habituales. Si se tiene en cuenta que el aumento de las incrustaciones afecta directamente la carga en la succión y que en el momento de la prueba este elemento había recibido mantenimiento se puede decir que la rugosidad superficial actual es 0 % de las incrustaciones. Teniendo en cuenta esto se elaboró la tabla 11, donde se obtienen las variaciones de los parámetros principales en función del aumento de los niveles de carga en la succión.

Tabla 11. Parámetros del sistema obtenidos de variar la rugosidad superficial en la succión.

Rugosidad (m)	Presión en la succión (kgf/cm <sup>2</sup> )	Presión en la descarga (kgf/cm <sup>2</sup> )	NPSH (m)	Flujo (m <sup>3</sup> /h)	% del incremento
0,00031	-0,35	8,54	5,57	63	0
0,0004	-0,49	8,38	3,86	62,4	52,5
0,0005	-0,55	8,35	3,22	62,3	62
0,0006	-0,59	8,3	2,99	62,1	68,33
0,0007	-0,64	8,27	2,71	62	72,85
0,0008	-0,68	8,22	2,43	61,8	76,25
0,0009	-0,71	8,19	2	61,7	78,88
0,001	-0,73	8,17	1,48	61,6	81

0,0014	-0,82	8,06	0,38	61,2	86,42
0,0018	-0,92	7,98	-1,99	60,9	89,44
0,0025	-0,9	7,82	-1,63	60,3	92,4
0,003	-0,79	7,75	0,07	60	93,66
0,004	-0,59	7,57	2,81	59,2	95,25
0,005	-0,44	7,43	5,23	58,6	96,2
0,006	-0,3	7,3	6,72	58	96,83
0,01	0,19	6,83	12,31	55,9	98,1

## CONCLUSIONES

La eficiencia de la bomba disminuyó un 14%, esto hace que la misma no trabaje según las curvas del fabricante tanto en carga como en potencia. Además, el rendimiento hidráulico disminuyó un 3% lo que provoca que el impelente no pueda vencer toda la carga de diseño.

La segunda succión genera inestabilidad en el sistema al provocar que la presión en la succión alcance valores cercanos a la presión del vapor del turbocombustible Jet A1 y la cavitación.

La sustitución de la bomba HK 35-65-70 1a por la HK 65/35-125 1b con un motor BAO 81-2 de 40 kW y 3 530 rpm, eliminando la segunda línea de succión es la respuesta más eficiente de las existentes en la empresa para satisfacer la demanda de 60m<sup>3</sup>/h bajo cualquier condición en las alturas de tanques, ya que, aunque aumenta la potencia necesaria de 31kW a 39,68 kW el flujo entregado siempre será el demandado por la planta ya que en la condición crítica actualmente se entregan menos de 50 m<sup>3</sup>/h y la propuesta bajo esta misma condición alcanzaría 61,2 m<sup>3</sup>/h.

## referencias Bibliográficas

- Bachus, L. (2003). *Know and Understand Centrifugal Pump*. Elsevier Ltd.
- Carter, I. K. (1968). *Bombas Centrifugas selección, operación y mantenimiento*. Instituto Cubano del libro.
- Cherkasski, V. (1986). *Bombas, ventiladores, compresores*. Editorial Mir.
- Girdhar, P. (2005). *Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance*. Elsevier.
- Güllich, J. F. (2008). *Centrifugal pumps*. Springer-Verlag.
- Jiménez, B. R. & Monteagudo Yanes, J.P. (2015). *Mecánica de los fluidos*. Editorial Universo Sur.
- Karassik, I. (2008). *Pump Handbook 4th edition*. Mc Graw Hill.

Kaya, D A. E. (2008). *Energy Efficiency in pumps. Energy Conversion and Management*. Elsevier Ltd

Lobanoff, R. R. (1992). *Centrifugal Pumps Design & Application*. Gulf Professional Publishing an Imprint of Butterworth-Heinemann.

Mott, R. L. (2008). *Mecánica de fluidos*. Pearson Educación.

Nekrasov, B. (1968). *Hidráulica*. Mir.

Nelik, L. (1999). *Centrifugal y Rotary Pumps: Fundamentals with applications*. CRC Press.

Streater, V. L. (2008). *Mecánica de fluidos*. Editorial Felix Varela.

White, F. M. (2003). *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill.