

## Parámetros de bomba centrífuga de doble succión para la industria azucarera

### Parameters of Double Suction Centrifuge Pump for the Sugar Industry



<http://opn.to/a/S51eL>

Ing. Ignacio David Moreno Tamayo<sup>I✉</sup>, Ing. Enrique Causa Martiliano<sup>II</sup>,  
Dr.C.Alain Ariel de la Rosa Andino<sup>III</sup>, M.Sc. Yordanka Aguilera Corrales<sup>IV</sup>

<sup>I</sup> ASTIGOL, MINAL, Manzanillo, Provincia Granma, Cuba.

<sup>II</sup> Fábrica Comandante Manuel Fajardo Rivero. Manzanillo, Granma, Cuba.

<sup>III</sup> Universidad de Granma. Facultad de Ciencias Técnicas. Dpto. de Ingeniería Mecánica, Granma. Cuba.

<sup>IV</sup> Universidad de Granma. Facultad de Humanidades. Manzanillo, Granma. Cuba.

**RESUMEN.** La industria azucarera cubana ha venido trabajando hasta nuestros días con diseños de modelos de bombas centrífugas que datan de las primeras décadas del siglo pasado. Así como otras diseñadas y fabricadas bajo los principios de la ingeniería inversa, utilizando como patrón bombas provenientes de prestigiosas firmas tales como la Ingersoll Rand, Peerless, Worthington entre otras. Las cuales han presentado problemas explotativos, ocasionando trastornos en el proceso productivo, los cuales están relacionados al proceso de manufactura. A causa de ello es que se realizó el presente trabajo que tuvo como objetivo determinar los parámetros de diseño de una bomba centrífuga de doble succión para el trasiego de líquidos (agua y jugo de caña de azúcar), en las instalaciones productivas del sector azucarero. En el mismo se describe una metodología para los cálculos de los parámetros de diseño basada en la experiencia de diseñadores y fabricantes de bombas de prestigio internacional. Dentro de los principales resultados destacan el valor de la velocidad específica  $n_s = 1\ 668$ , valor que nos indica que nuestro diseño tiene mayor eficiencia que los modelos fabricados y utilizados anteriormente. La potencia útil ( $N_v$ ) y absorbida ( $N_a$ ) con valores 32,12 y 45,9 kW, respectivamente. Magnitudes inferiores en comparación con las potencias útil y absorbida de la bomba centrífuga Allis Chalmers BD 150-83. Finalmente con la metodología propuesta se obtuvieron los parámetros de diseño para la fabricación de la bomba centrífuga de doble succión BCP 125-420, con lo cual se puede pasar a la siguiente etapa de fabricación.

**Palabras clave:** parámetros de diseño, eficiencia, potencia, impulsor.

**ABSTRACT.** The Cuban sugar industry has been working for our designs of centrifugal pumps that date back to the first decades of the last century. As well as other properties and manufacturing under the principles of reverse engineering, using as a standard pumps from prestigious firms such as Ingersoll Rand, Peerless, Worthington among others. Which have presented exploitative problems, causing disruptions in the production process, which are related to the manufacturing process. One reason for this is that the work that aimed to determine the design parameters of a double-suction centrifugal pump for water and sugar sugar juice was carried out in the production facilities of the sugar sector. It describes a methodology for design parameters based on the experience of designers and manufacturers of pumps of international prestige. Within the main results, the value of the specific speed  $n_s = 1\ 668$  stands out, a value that indicates that our design has greater efficiency than the models manufactured and the previous use. The useful power ( $N_v$ ) and absorb power ( $N_a$ ) with values 32,12 and 45,9 kW, respectively. Lower quantities compared to the useful and absorbent powers of the Allis Chalmers BD 150-83 centrifugal pump. Finally, the proposal became the design parameters for the manufacture of the BCP 125-420 double-suction centrifugal pump, with which it can be passed to the next manufacturing stage.

**Keywords:** design, efficiency, power, impellent.

✉ Autor para correspondencia: Ignacio David Moreno Tamayo. E-mail: [arosaa@udg.co.cu](mailto:arosaa@udg.co.cu)

Recibido: 29/05/2017

Aceptado: 14/03/2018

## INTRODUCCIÓN

Las bombas centrífugas son máquinas destinadas a desplazar fluidos incompresibles ([Pfleiderer, 1959](#)). Es decir, son máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico ([Cherkassky, 1986](#)). Y el rango de aplicaciones que tienen las mismas es cada día más amplio, siendo desde las pequeñas bombas, utilizadas en instalaciones domésticas, hasta las grandes máquinas, empleadas en aplicaciones tales como la elevación de los caudales requeridos para el abastecimiento de ciudades ([Pérez, 2008](#)).

En particular, las bombas centrífugas son máquinas que se utilizan en la mayoría de los procesos industriales para el trasiego de fluido de un lugar a otro, en consecuencia el uso de bombas centrífugas se ha incrementado ([Reyes e Izquierdo, 2007](#); [Pérez, 2008](#)). A causa de ello, el diseño de los componentes de las turbo-máquinas y, en especial, de bombas hidráulicas está experimentando una evolución importante ([Pelegrí y Font, 2011](#)).

Se han desarrollado procedimientos para evaluar y seleccionar bombas centrífugas ([Pérez-Barreto, 2009](#)). Así como, investigaciones encaminadas a valorar las mismas a partir de su capacidad de aspiración, resumiendo también la situación actual de los materiales de construcción empleados en su construcción ([Pérez, 2008](#)). Al estudio de las fluctuaciones de presión en bombas centrífugas ([González et al., 2005](#)). También a encontrar algún parámetro que permita diagnosticar los efectos negativos que provoca la cavitación sobre los elementos estructurales de estas máquinas a partir de las vibraciones ([Weidong et al., 2017](#)). Y a investigar el efecto que tiene diferentes dispositivos instalados en la voluta de bombas centrífugas de baja velocidad específica para el control de la cavitación ([Zhao y Zhao, 2017](#)). Pues la cavitación es un fenómeno frecuente en el trabajo de estas máquinas, influyendo considerablemente en sus principales indicadores técnico-económicos, aunque no solo dependen del sistema, sino también de la calidad del diseño y construcción del equipo.

Finalmente, también se ha incursionado en los procesos de diseño de los elementos de las bombas hidráulicas utilizando herramientas de simulación en 3D, así como en la fabricación de prototipos para su validación ([Pelegrí y Font, 2011](#)). Y en la influencia de la excentricidad en el rendimiento de estas máquinas ([Weidong et al., 2017](#)).

Lo anteriormente expuesto evidencia la importancia de estas complejas máquinas y todo lo que se ejecuta en materias de investigaciones para obtener mejores diseños y con mayor eficiencia.

Una de las industrias que en Cuba utiliza las bombas centrífugas, es la industria azucarera, la cual ha venido trabajando hasta el presente con diseños de modelos de bombas centrífugas que datan de las primeras décadas del siglo pasado. Así como otras diseñadas y fabricadas bajo los principios de la ingeniería inversa, utilizando como patrón bombas provenientes de prestigiosas firmas tales como la Ingersoll Rand, Peerless, Worthington, Allis Chalmers entre otras.

Estas bombas han presentado problemas explotativos, ocasionando trastornos en el proceso productivo los cuales están relacionados al proceso de manufactura. El cual se realizaba en máquinas herramientas convencionales, bajo un diseño completamente manual, con instrumentos típicos tales como compas, semicírculos, reglas, cartabones, plantillas entre otras, que no permitían la exactitud requerida en el trazado, teniendo en cuenta que son piezas de gran complejidad en su diseño (como por ejemplo la voluta), representados todos en 2D. También a la carencia de bancos de ensayo y máquinas especiales como la balanceadora dinámica, con lo cual se cuenta actualmente.

Todo ello ha obligado a que los especialistas de nuestras industrias de fabricación de bombas adquieran un mayor conocimiento en las metodologías y técnicas que rigen el diseño y fabricación de estos equipos, como vía imprescindible para garantizar todos los aspectos relacionados con una adecuada operación.

De esta forma se logra proponer un nuevo diseño de bomba centrífuga que tiene como aspecto novedoso la inclusión de la doble voluta en el cuerpo de la bomba, para eliminar la componente radial que atenta contra el sistema rotodinámico (y en particular los rodamientos) presente en las bombas anteriores de voluta simple. Además, con ello también se logra, conducir de la manera más cómoda posible el líquido al exterior y al mismo tiempo mejorar la conversión de pérdida de velocidad y ganancia en presión. También se incluyen puntos de apoyo desmontables para facilitar el mantenimiento, en lugar de sistema actual de soportes integrados al cuerpo como en los diseños anteriores.

Teniendo en cuenta lo anteriormente expuesto se realizó el presente trabajo que tuvo como objetivo determinar los parámetros de diseño de una bomba centrífuga de doble succión para el trasiego de líquidos (agua y jugo de caña de azúcar), en las instalaciones productivas del sector azucarero.

## MÉTODOS

El desarrollo del trabajo se realizó en la fábrica Manuel Fajardo Rivero del municipio Manzanillo, provincia Granma, Cuba. La misma se encuentra situada en la avenida Paquito Rosales km 1 y pertenece a la empresa de Servicios Técnicos Industriales (ZETI), del Grupo Empresarial AZCUBA.

### METODOLOGÍA DE CÁLCULO

#### Cálculo de los parámetros de diseño para la bomba de cámara partida (BCP) 125-420

Para la determinación de los parámetros de diseño de la bomba BCP 125-420 se estableció una metodología basada en las ecuaciones matemáticas y sugerencias descritas por [Pfleiderer \(1959\)](#), [Pfleiderer \(1960\)](#); [Church \(1968\)](#); [Díaz et al. \(1968\)](#); [Karassik y Carter \(1978\)](#); [Cherkassky \(1986\)](#); [Pacheco \(1987\)](#); así como [Ramos \(1994\)](#).

Para determinar el peso del caudal ( $w$ ) se utilizó la [ecuación 1](#).

$$w = Q \cdot \rho \quad (1)$$

donde:  $Q$  – es el caudal ( $l \text{ min}^{-1}$ ) y  $\rho$  – es la densidad del agua.

Nota: para la ejecución de los cálculos se utilizó la densidad, porque para el diseño de bombas centrífugas, se parte del principio de la utilización del agua como fluido, a una temperatura de 20 °C y a nivel del mar (760 mm de Hg). Si las condiciones de trabajo son diferentes, entonces los resultados se afectan con factores de corrección para el caudal, presión, densidad, número de revoluciones y eficiencia. A partir de ello se modifican las curvas características, y esto constituye una práctica internacional. Por otro lado la densidad del jugo de caña de azúcar según [Zhao y Zhao \(2017\)](#), es de  $1,256 \text{ g cm}^{-3}$  y la del agua es de  $1,00 \text{ g cm}^{-3}$ , valores que no difieren mucho.

Velocidad específica  $n_s$ : la misma se determinó mediante la [expresión matemática 2](#).

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2)$$

donde:  $n$  – es el número de revoluciones ( $r \text{ min}^{-1}$ ),  $Q$  – es el caudal ( $l \text{ min}^{-1}$ ) y  $H$  – es la altura de elevación (mca).

Potencia útil ( $Nu$ ): fue determinada través de la [ecuación 3](#).

$$Nu = \frac{w*H}{75} \quad (3)$$

donde:  $w$  – es el peso del caudal en  $\text{kg s}^{-1}$  y  $H$  – es la altura de elevación en mca.

Potencia absorbida ( $Na$ ): su magnitud se determinó según la [ecuación 4](#).

$$Na = \frac{Nv}{\xi} \quad (4)$$

donde:  $Nv$  – es la potencia útil y  $\xi$  – es el rendimiento el cual según [Karassik y Carter \(1978\)](#), para este caso oscila entre el 70 y el 73%.

Potencia del motor ( $Nm$ ): su valor se calculó mediante la [ecuación 5](#).

$$Nm = 1,2 * Na \quad (5)$$

donde:  $Na$  – es la potencia absorbida y 1,2 – es el coeficiente de seguridad según [Díaz et al. \(1968\)](#).

Par torsor ( $Mt$ ): fue determinado a través de la [ecuación 6](#).

$$Mt = \frac{6000*75*Nu}{2\pi n} \quad (6)$$

donde: 6 000 – constante para que el par motor calculado salga en  $\text{kg cm}$ ,  $Nu$  – es la potencia útil en CV,  $n$  – es el número de revoluciones del motor eléctrico,  $\pi$  – es la constante 3,14.

Diámetro del árbol en el acoplamiento ( $D$ ): el valor del mismo fue hallado mediante la [expresión 7](#).

$$D = \sqrt[3]{\frac{16Mt}{\pi*\delta s}} \quad (7)$$

donde:  $Mt$  – momento torsor,  $\delta s$  –fatiga de cizallamiento.  $281,2 \text{ kg cm}^2$ . Acero SAE 1045, 16 – constante y  $\pi$  – constante 3,14.

Nota: Atendiendo solamente al valor del par torsor sería suficiente un árbol del diámetro calculado. Sin embargo, para mantener la velocidad crítica por encima de la de funcionamiento debe aumentarse el valor del diámetro en el acoplamiento, por lo que a nivel internacional las firmas fabricantes de bombas centrífugas asumen coeficientes como factor de seguridad debido a los diversos factores que influyen en el trabajo de la misma. A causa de esto [Church \(1968\)](#), recomienda que el valor del diámetro sea multiplicado por el siguiente factor de seguridad 1,38. Entonces:

$$d=1,38*D \quad (8)$$

La relación entre la potencia transmitida, la velocidad, el diámetro del árbol y el esfuerzo de torsión permisible está dada por la [ecuación 9](#).

$$N = \frac{S*n*d^3}{371\ 100} \quad (9)$$

donde:  $N$  – es la potencia,  $S$  – es el esfuerzo de torsión permisible para el acero SAE 1045 ( $490 \text{ kg cm}^{-2}$ ),  $n$  – es la velocidad de rotación ( $\text{r min}^{-1}$ ),  $d$  – es el diámetro del árbol en el acoplamiento (cm) y  $371\,000$  – constante.

### Otros parámetros objetos de cálculo. Geométricos y cinemáticos

Diámetro de aspiración de ( $D_{su}$ ): parámetro geométrico que fue determinado mediante la [ecuación 10](#), esto asumiendo que por la platina de aspiración circulan  $0,041 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  y una velocidad con un valor de  $3 \text{ m s}^{-1}$ .

$$D_{su} = 100 \sqrt{\frac{4*Q}{\pi*v}} \quad (10)$$

Donde:  $Q$  – es el caudal  $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$  y  $v$  – es la velocidad de entrada.

Velocidad en la tubería de aspiración ( $V_{su}$ ): parámetro cinemático que fue calculado mediante la [ecuación 11](#).

$$V_{su} = \frac{Q}{A} \quad (11)$$

donde:  $Q$  – es el caudal  $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$  y  $A$  – es el área de la tubería  $\text{m}^2$ .

[Church \(1968\)](#), refiere que la velocidad en la boca de la bomba debe de incrementarse ligeramente. Entonces la velocidad en la boca de la bomba sería:

$$V_0 = 1,018 * V_{su} \quad (12)$$

donde:  $V_{su}$  – es la velocidad en la tubería de aspiración y  $1,018$  – es el factor de seguridad propuesto por [Church \(1968\)](#).

Diámetro del impulsor en la boca de succión ( $D_1$ ): parámetro geométrico el cual se determinó a través de la [ecuación 13](#), esto asumiendo que la bomba es de doble succión y las fugas no excederán el 2%.

$$D_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{1,02Q*10^4}{2*V_0} + DH^2} \quad (13)$$

donde:  $Q$  – es el caudal  $\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$ ,  $DH^2$  – es el diámetro del cubo del impulsor y  $V_0$  – es la velocidad en la boca de la bomba.

La velocidad tangencial a la entrada del impulsor ( $U_1$ ): parámetro cinemático el cual fue calculado mediante la [ecuación 14](#).

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{6000} \quad (14)$$

donde:  $D_1$  – es el diámetro del impulsor en la boca de succión (cm) y  $n$  – es la velocidad de rotación ( $\text{r min}^{-1}$ ).

La velocidad radial de entrada ( $V_{r1}$ ): parámetro cinemático el cual fue determinado a través de la [ecuación 15](#).

$$V_{r1} = 1,09 * V_0 \quad (15)$$

donde:  $V_0$  – es la velocidad en la boca de la bomba y  $1,09$  – es la constante recomendada por [Church \(1968\)](#).

El ancho de entrada ( $b_1$ ): parámetro geométrico el cual fue calculado por la [ecuación 16](#).

$$b_1 = \frac{10^4 * Q * 1,02}{2\pi * D_1 * Vr_1 * \epsilon_1} \quad (16)$$

donde:  $Q$  – es el caudal ( $\text{m}^3 \text{s}^{-1}$ ),  $D_1$  – es el diámetro del impulsor en la boca de succión (cm),  $Vr_1$  – es la velocidad radial de entrada ( $\text{m s}^{-1}$ ) y  $\epsilon_1$  – es el coeficiente de contracción.

La tangente del ángulo de entrada fue determinado mediante la [ecuación 17](#) (parámetro geométrico).

$$\tan \beta_1 = \frac{Vr_1}{U_1} \quad (17)$$

donde:  $Vr_1$  – es la velocidad radial de entrada ( $\text{m s}^{-1}$ ) y  $U_1$  – es la velocidad tangencial a la entrada del impulsor.

El diámetro exterior del rodete ( $D_2$ ): parámetro geométrico que fue calculado a partir de la [ecuación 19](#). Una elección adecuada del coeficiente de altura total  $\phi$ . Según tablas para  $Q=1229 \text{ l min}^{-1}$ ,  $H=80 \text{ mca}$ ,  $\phi \approx 0,95 \dots 0,98$ .

$$D_2 = \frac{8460 * \phi * \sqrt{H}}{n} \quad (18)$$

donde: 8460 - constante recomendada por Church (1968),  $n$  – es la velocidad de rotación ( $\text{r min}^{-1}$ ) y  $\phi$  – es el coeficiente de altura total el cual es seleccionado mediante tablas, dependiendo del caudal  $Q$  y de la altura de elevación  $H$ . Su valor oscila entre 0,95 y 0,98.

La velocidad radial de salida ( $Vr_2$ ) fue determinada por la [ecuación 19](#) (parámetro cinemático). Según [Church \(1968\)](#) esta debe ser ligeramente menor que la velocidad radial de entrada ( $Vr_1$ ).

$$Vr_2 = 0,914 * Vr_1 \quad (19)$$

donde: 0,914 - constante recomendada por [Church \(1968\)](#) y  $Vr_1$  – es la velocidad radial de entrada ( $\text{m s}^{-1}$ ).

La superficie de salida ( $A_2$ ) parámetro geométrico que debe contemplar el caudal total de 2458  $\text{l min}^{-1}$  más las fugas y fue determinada a través de la ecuación 20.

$$A_2 = \frac{10^4 Q * 1,02}{Vr_2} \quad (20)$$

donde:  $Q$  - es el caudal y  $Vr_2$ - la velocidad radial de salida.

Para la determinación de la superficie total de salida, así como su anchura  $b_2$ , (parámetro geométrico) se asume un coeficiente de contracción  $\epsilon_2=0,85$ .

$$b_2 = \frac{10^4 Q * 1,02}{\pi D_2 * Vr_2 * \epsilon_2} \quad (21)$$

donde:  $Q$  - es el caudal,  $Vr_2$ - es la velocidad radial de salida,  $D_2$ - es el diámetro exterior del rodete y  $\epsilon_2$  es el coeficiente de contracción.

Velocidad absoluta de salida ( $V_2$ ) a la que el líquido deja el impulsor.

Para proyectar correctamente la voluta debe conocerse la velocidad absoluta de salida  $V_2$  (parámetro geométrico) a la que el líquido deja el impulsor. Siendo el diámetro exterior de 419 mm y una velocidad de 1750  $\text{r min}^{-1}$ , la velocidad periférica  $U_2$  será:

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{6000} \quad (22)$$

donde:  $D_2$  – es el diámetro exterior del rodete y  $n$  – es la velocidad de rotación ( $r \text{ min}^{-1}$ ).

La componente tangencial virtual ( $Vu_2$ ) de la velocidad absoluta de salida se determinó por [expresión 23](#) (parámetro cinemático).

$$Vu_2 = U_2 \frac{Vr_2}{\tan \beta_2} \quad (23)$$

donde:  $U_2$  es la velocidad periférica,  $Vr_2$  – es la velocidad radial de salida y  $\tan \beta_2$  – es la tangente de  $\beta_2$ .

La componente tangencial efectiva ( $Vú_2$ ), fue calculada a través de la [ecuación 24](#) (parámetro cinemático)

$$Vú_2 = Vu_2 * n^\infty \quad (24)$$

donde:  $n^\infty$  – es el número infinito de álabes (es nuestro caso es de 0,5).

La tangente del ángulo efectivo de salida se calculó mediante la [expresión 25](#) (parámetro cinemático).

$$\tan \alpha_2 = \frac{Vr_2}{Vú_2} \quad (25)$$

donde:  $Vr_2$  – es la velocidad radial de salida y  $Vú_2$  – es la componente tangencial efectiva de la velocidad absoluta de salida  $V_2$ .

La velocidad absoluta de salida se calculó a través de la [ecuación 26](#) (parámetro cinemático).

$$V_2 = \sqrt{Vr_2^2 + Vú_2^2} \quad (26)$$

donde:  $Vú_2$  – es la componente tangencial efectiva de la velocidad absoluta de salida  $V_2$  y  $Vr_2$  – es la velocidad radial de salida.

El juego diametral ( $S$ ) es un parámetro geométrico que fue calculado por la [ecuación 27](#). Según [Church \(1968\)](#).

$$S = 0,254 + (D_3 - 152,4)0,001 \quad (27)$$

donde:  $D_3$  - Diámetro medio del juego = 178 mm.

La superficie del juego ( $A$ ) es un parámetro geométrico que se determinó mediante la [ecuación 28](#).

$$A = \frac{1}{2} \pi D_3 * S \quad (28)$$

donde:  $D_3$  – es el diámetro medio del juego y  $S$  – es el juego diametral.

La presión a través de los aros ( $HI$ ) es un parámetro cinemático que fue calculado a través de [ecuación 29](#).

$$HI = \frac{3}{4} \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (29)$$

donde:  $U_2$  – es la velocidad periférica,  $U_1$  – es la velocidad tangencial a la entrada del impulsor y  $g$  – es la aceleración de la gravedad.

Caudal de fuga  $QL$  es un parámetro cinemático que se determinó mediante la [expresión 30](#).

$$QL = \frac{C * A}{10^4} \sqrt{2gHI} \quad (30)$$

donde: C – es el coeficiente de derrame, A – es la superficie del juego, g – es la aceleración de la gravedad y HI – es la presión a través de los aros.

El valor medio del ángulo del álabe es un parámetro geométrico que fue determinado por la [ecuación 31](#).

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (31)$$

donde:  $\beta_1$  – es el ángulo de entrada y  $\beta_2$  – es el ángulo de salida del álabe.

El número de álabes (Z) es un parámetro geométrico que se calculó mediante la [ecuación 32](#). Según [Pfleiderer \(1960\)](#).

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_m \quad (32)$$

donde:  $D_1$  – es el diámetro del impulsor en la boca de succión, es el  $D_2$  - diámetro exterior del rodete y  $\beta_m$  - valor medio del ángulo del álabe.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Peso del caudal  $w$ . Este parámetro fue determinado mediante la [ecuación 1](#), obteniéndose un valor de  $40,96 \text{ kg s}^{-1}$ . Resultado que supera al valor del peso del caudal de la bomba centrífuga de doble succión Allis Chalmers BD 150-80 ( $w=39,28 \text{ kg s}^{-1}$ ) utilizada en la industria azucarera.

Velocidad específica  $n_s$ , la misma se calculó a través de la [ecuación 2](#) obteniéndose un valor de 1 668 y es adimensional. [Pacheco \(1987\)](#), refirió que entre mayor fuese el valor de este parámetro mayor va a ser la eficiencia de la bomba. Por lo que este valor nos indica que nuestro diseño tiene mayor eficiencia que los modelos fabricados anteriormente y otros que son utilizados en la industria azucarera, tales como la Peerless ( $n_s= 294,27$ ) y la Allis Chalmers BD 150-80 ( $n_s= 284,51$ ).

Potencia útil (Nu). Esta potencia fue calculada mediante la [expresión 3](#) y su valor es de 32,12 kW. Magnitud que se acerca al valor de potencia útil bomba centrífuga de doble succión Allis Chalmer BD 150-80 que es de 32,55 kW. Aquí es digno de destacar que a pesar de que los valores de la potencia son casi similares el nuevo diseño presenta doble voluta lo que provoca que las fuerzas que actúan en la circunferencia del impulsor sean casi uniformes. Con ello se elimina la componente radial que atenta contra el sistema rotodinámico (y en particular los rodamientos) presente en las bombas anteriores de voluta simple. Además, con ello también se logra, conducir de la manera más cómoda posible el líquido al exterior y al mismo tiempo mejorar la conversión de pérdida de velocidad y ganancia en presión. También se incluyen puntos de apoyo desmontables para facilitar el mantenimiento, en lugar de sistema actual de soportes integrados al cuerpo como en los diseños anteriores.

Potencia absorbida ([McNaughton, 2005](#)). Fue determinada a través la ecuación 4 obteniéndose un valor de 45,9 kW. Resultado ligeramente inferior a la potencia absorbida de la bomba centrífuga Allis Chalmers BD 150-80 que es de 46,5 kW. Y aunque los valores no difieren mucho, el resultado del nuevo diseño propuesto es inferior, debido a una serie de ventajas (además de las mencionadas anteriormente como la doble voluta con sus respectivas ventajas) tales como a la modificación de ajustes relevantes entre el impulsor, aro de desgaste, eje y rodamientos. Pues diseños anteriores poseían ajustes inadecuados que atentaban contra el flujo, la durabilidad de los cojinetes y los soportes de los rodamientos. A la modificación del diseño del impulsor, en cuanto a dimensiones, cavidades y radios de acuerdo todo ello con la finalidad de facilitar la conducción del fluido. A la



ampliación de la cámara de turbulencia para facilitar la entrada del fluido al impulsor y disminuir las pérdidas por rozamiento y turbulencias.

Potencia del motor (Nm). Esta potencia fue determinada mediante la [expresión matemática 5](#) y su valor es de 43 kW. Por lo tanto con estos valores de potencia y siguiendo las recomendaciones de [Díaz et al. \(1968\)](#), el cual refiere que la escala normalizada para motores eléctricos oscila entre 43 a 52 kW. Se escoge un motor eléctrico con 43 kW de potencia y 1750 r min<sup>-1</sup>.

### Resultados relacionados con el árbol

Par motor (Mt), el mismo fue calculado a través de [ecuación 6](#) y el valor obtenido es de 1 77,30 N m.

Diámetro en el acoplamiento (D): para la determinación del mismo se utilizó la [expresión 7](#) y su valor es de 3,18 cm. Sin embargo, este valor debe de aumentarse, debido a que hay que tener en cuenta el momento flector también por lo que [Church \(1968\)](#), recomienda multiplicarlo por un factor de seguridad y posteriormente normalizarlo. Obteniéndose que el diámetro en el acoplamiento debe ser de 45 mm.

Potencia (N), se determinó a través de la [ecuación 9](#), y el valor obtenido es de 158 kW. Con esta potencia se determina el coeficiente de seguridad Ns, con la finalidad de comprobar si el árbol es seguro. El valor del coeficiente de seguridad Ns es de 2,87 lo que indica que el árbol en la zona de acoplamiento es seguro ya que la carga que soporta es 2,87 veces mayor que la potencia del motor.

Diámetro de aspiración de la platina (Dsu): este diámetro se calculó mediante la [ecuación 10](#). El valor obtenido es de 13,19 cm por lo que normalizado sería de 15,0 cm o sea 150 mm.

Velocidad en la tubería de aspiración (Vsu): se determinó a través de la [expresión 11](#) y su valor es de 2,32 m s<sup>-1</sup>.

Velocidad en la boca de la bomba (Vo) se determinó mediante la [ecuación 12](#), obteniéndose un valor de 2,5 m s<sup>-1</sup>.

Diámetro del impulsor en la boca de succión (D1), determinado por [expresión 13](#) con un valor de 12,6 cm.

La velocidad tangencial U1, se calculó mediante la [ecuación 14](#) y su valor es de 11,54 m s<sup>-1</sup>.

Velocidad radial Vr1, se determinó por la [expresión 15](#). El valor obtenido es de 2,72 m s<sup>-1</sup>.

Ancho de entrada b1, se determinó mediante la [ecuación 16](#) y su valor es de 3,23 cm por cada lado.

La tangente del ángulo de entrada ( $\tan \beta_1$ ), se calculó por la [expresión 17](#) su valor es 0,235 por lo que  $\beta_1 = 13$  grado.

Diámetro exterior del rodete (D2), para la determinación del mismo se utilizó la [ecuación 18](#). Su valor es de 41,19 cm o sea 419 mm.

Velocidad radial de salida (Vr2): se determinó mediante la [expresión 19](#). Su valor es de 2,48 m s<sup>-1</sup>.

Superficie de salida (A2): para calcular la misma se utilizó la [ecuación 20](#). El valor de este parámetro es 168,63 cm.

Anchura de la superficie total de salida ( $b_2$ ): Se calcula mediante la [ecuación 21](#). Para calcularla se tiene en cuenta el coeficiente de contracción. El valor que se obtiene es de 1,50cm.

Velocidad periférica ( $U_2$ ): Se calcula usando la [expresión 22](#). De la misma se obtiene un valor de 38,39m s<sup>-1</sup>.

Componente tangencial virtual de la de la velocidad absoluta de salida ( $V_{u2}$ ): Se obtiene mediante la [ecuación 23](#). Se obtiene un valor de 31,5 m s<sup>-1</sup>.

La componente tangencial efectiva de la velocidad absoluta de salida  $V_2$  es  $V'_{u2}$ : se determinó mediante la [ecuación 24](#). Para calcularla se toma un valor infinito de álabes. De esta se obtiene un resultado de 15,75 m s<sup>-1</sup>.

Tangente del ángulo efectivo de salida ( $\tan \alpha_2$ ): se calcula mediante la [expresión 25](#). Su valor es de 8,94 grado.

La velocidad absoluta de salida ( $V'_2$ ): la misma se determinó mediante la [ecuación 26](#). Su valor es de 15,9 m s.

Juego diametral (S): se determina según la [ecuación 27](#). Su valor es de 0,28 mm.

La superficie del juego (A): se obtiene usando la [expresión 28](#). Y su valor de 0,78 cm<sup>2</sup>.

La presión a través de los aros (HI): Se calcula mediante la [ecuación 29](#). Su valor es de 55,6 mca.

Caudal de fuga (QL): Se calcula usando la [expresión 30](#). Obteniéndose un valor de 0,0009 m<sup>3</sup>s<sup>-1</sup> por cada lado del impulsor, por ser la bomba de doble voluta.

El valor medio del ángulo del álabe ( $\beta_m$ ): para su cálculo se usó la [ecuación 31](#). De ella se obtiene un valor de 16,5.

Número de álabes (Z): Se calcula mediante la [fórmula 32](#). De ella se obtiene un valor de 3,5. Pero para su uso práctico se toma un valor de 5.

## CONCLUSIONES

- Se obtuvieron los parámetros de diseño para la fabricación de la bomba centrífuga de doble succión BCP 125-420, con lo cual se puede pasar a la siguiente etapa de fabricación.
- Se propone una metodología de cálculo para la determinación de los parámetros de diseño de la bomba de doble succión BCP 125-420 basada en los fundamentos básicos del diseño que han reportado varios investigadores así como, de los criterios emanados por los especialistas de la producción.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CHERKASSKY, V.M.: *Bombas, ventiladores, compresores*, Ed. Mir, 1986.

CHURCH, A.H.: *Bombas y máquinas soplantes centrífugas*, Ed. Revolucionaria, La Habana, Cuba, 1968.

DÍAZ, G.J.M.; GONZÁLEZ, F.J.; GUZMAN, M.R.: *Equipos y estaciones de bombeo para riego*, Ed. Pueblo y Educación, La Habana, Cuba, 1968.

- GONZÁLEZ, P.J.; SANTOLARIA, M.C.; PARRONDO, J.: “Fluctuaciones de presión en bombas centrífugas. Medidas experimentales de sus efectos estáticos y dinámicos”, *Ingeniería del Agua*, 12(4): 321-328, 2005, ISSN: 1134-2196.
- KARASSIK, I.J.; CARTER, R.: *Bombas centrífugas*, Ed. Revolucionaria, La Habana, Cuba, 1978.
- MCNAUGHTON, K.J.: *Bombas Selección, uso y mantenimiento*, Ed. McGraw-Hill Interamericana, México, 2005.
- PACHECO, B.P.: *Bombas, Ventiladores y Compresores*, Ed. Dirección de informatización científico-técnica. Instituto superior Politécnico «Julio Antonio Mella», Santiago de Cuba, 1987.
- PELEGRÍ, M.; FONT, J.: “Proceso de diseño de bombas centrífugas”, *Tecnología del agua*, 31(3): 54–57, 2011, ISSN: 0211-8173.
- PÉREZ, B. R.: “Procedimiento para evaluar y seleccionar”, *Minería & Geología*, 2(1): 84-88, 2008, ISSN: 1993-8012.
- PÉREZ, B. R.: “Cavitación y materiales de construcción en las bombas centrífugas”, *Minería & Geología*, 3(4): 114–118, 2009, ISSN: 1993-8012.
- PFLEIDERER, C.: “Bombas centrífugas y turbocompresores”, En: *Bombas centrífugas y turbocompresores*, Ed. Labor S. A., Barcelona, España, 1959.
- PFLEIDERER, C.: *Bombas centrifugas y volumetricas*, Ed. Labor S. A., Madrid, España, 1960.
- RAMOS, N.: “Bombas, ventiladores y compresores”, *Editora ISPJAE, La Habana*, 1994.
- REYES-CRUZ, J. L.; IZQUIERDO-PUPO, R.: “Diagnóstico de instalaciones de transporte de hidromezcla afectadas por cavitación”, *Minería & Geología*, 2(3): 1-15, 2007, ISSN: 1993-8012.
- WEIDONG, C.; LINGJUN, Y.; BING, L.; YINING, Z.: “The influence of impeller eccentricity on centrifugal pump”, *Advances in Mechanical Engineering*, 9(9): 1-17, 2017, ISSN: 1987-8140.
- ZHAO, W.; ZHAO, G.: “An active method to control cavitation in a centrifugal pump by obstacles”, *Advances in Mechanical Engineering*, 9(11): 1-15, 2017, ISSN: 1687-8140.

La mención de marcas comerciales de equipos, instrumentos o materiales específicos obedece a propósitos de identificación, no existiendo ningún compromiso promocional con relación a los mismos, ni por los autores ni por el editor.

Este artículo se encuentra bajo licencia [Creative Commons Reconocimiento-NoComercial 4.0 Internacional \(CC BY-NC 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/)