

Desarrollo de una metodología para la predicción de curvas características en bombas periféricas.

Development of methodology for characteristic curves prediction in regenerative pumps.

Guillermo Valencia-Ochoa¹, Carlos Acevedo-Peñaloza², Jorge Duarte-Forero³

^{1,3}Universidad del atlántico, Barranquilla - Colombia

²Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta - Colombia

Recibido: 10 de enero de 2020.

Aprobado: 10 de abril de 2020.

Resumen— Las bombas rotodinámicas han presentado un desarrollo muy notable en los últimos años; debido a esto, su implementación se ha diversificado ampliamente en aplicaciones industriales y domiciliarias. La modificación de los parámetros de operación que definen las características de la bomba regenerativa afecta directamente su eficiencia. Por otro lado, las curvas características que determinan el comportamiento hidráulico de una bomba son utilizadas para definir el punto de operación y escoger una bomba adecuada para las condiciones de funcionamiento de un sistema hidráulico. En este artículo, se presenta una metodología para ajustar la curva teórica de una bomba rotodinámica periférica utilizando factores que influyen en su desempeño considerando que limitaciones físicas que se presentan durante su operación afectan la precisión en la descripción del fenómeno. La ecuación de Euler es utilizada para determinar un conjunto de correlaciones que describen el comportamiento real de la bomba periférica tomando en cuenta la velocidad absoluta del alabe y la componente periférica de la velocidad del fluido que interactúa con el rodete; luego, los datos generados son utilizados para comparar la ecuación de la velocidad del flujo definida con la caracterización geométrica de una bomba regenerativa disponible en el mercado. Por último, se desarrolló una modificación en la ecuación teórica de Euler para predecir la curva real de la bomba regenerativa alcanzando un porcentaje de error menor al 5%.

Palabras Claves: Balance energético; Bomba; Dinámica de fluidos; Metodología; Modelo.

Abstract— Rotodynamic pumps have presented a very significant development in recent years. Therefore, its implementation has been widely diversified in industrial and home applications. The modification of working parameters defines regenerative pump features and directly affects its energy efficiency. On the other hand, characteristic curves determine the hydraulic behavior of a regenerative pump, and they are also used to define the optimal operation point and select an adequate pump depending on the working conditions of a hydraulic system. In this paper, a methodology is presented to adjust the theoretical curve of the regenerative rotodynamic pump using factors that influence in its development; physical limitations presented during the operation pump are considered due to they affect the accuracy of the model description. Euler equation is used to determine a set of correlations that describe the real behavior of the regenerative pump taking into account the blade absolute velocity and the peripheral component of the flow velocity which interact with the impeller; then, generated data are used to compare the flow velocity equation defined with the geometric characterization of regenerative pump available in the market. Lastly, a modification in the Euler theoretical equation was developed to predict the real curve of the regenerative pump, an agreement less than 5 percent was reached.

Keywords: Energy balance; Fluid dynamics; Methodology; Model; Pump.

*Autor para correspondencia.

Correo electrónico: jorgeduarte@mail.uniatlantico.edu.co (Jorge Duarte Forero).

La revisión por pares es responsabilidad de la Universidad de Santander.

Este es un artículo bajo la licencia CC BY (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

Forma de citar: G. Valencia-Ochoa, C. Acevedo-Peñaloza y J. Duarte Forero, "Desarrollo de una metodología para la predicción de curvas características en bombas periféricas", Aibi revista de investigación, administración e ingeniería, vol. 8, no. 2, pp. 54-61, 2020, doi: [10.15649/2346030X.756](https://doi.org/10.15649/2346030X.756)

I. INTRODUCCIÓN

El desarrollo y el avance de la humanidad relacionados con nuevas tecnologías ha permitido la conformación de una estructura industrial potente y arraigada, cuya ideología se dirige a la optimización de los procesos industriales enfocados en el aumento de la productividad [1-2]. En el campo de la ingeniería, estos avances se han visto reflejados en mejoras de dispositivos de combustión [3], dispositivos de intercambio de calor y de flujo [4-6]. Para ello ha sido necesario crear maquinaria y equipos encargados de convertir la energía que se suministra en trabajo, monitoreando y controlando sus variables de desempeño a través de la instrumentación adecuada [7-9]. Entre estas máquinas encontramos las bombas rotodinámicas, las cuales, debido a sus fundamentos operacionales son en la actualidad uno de los equipos más representativos en la industria petroquímica [10-13].

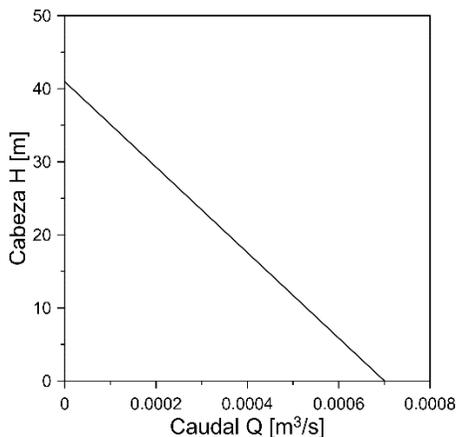


Figura 1: Curva de operación típica de una bomba periférica. Adaptado de MEPCO [18].

Fuente: Elaboración propia.

El comportamiento hidráulico de las bombas se especifica por su curva característica [14], determinando tanto el punto de operación como la eficiencia, definidos experimentalmente por el fabricante a una velocidad de giro específica. En la Figura 1 se muestra la curva característica de una bomba periférica [15-17]. Con esta gráfica se puede escoger la bomba adecuada para una aplicación y predecir su comportamiento en la instalación hidráulica donde será implementada.

Por otra parte, la Figura 1 señala la dependencia que existe entre caudal y cabeza de presión de la bomba periférica. Aunque en este caso no se expone, el fabricante especifica sobre esta gráfica el NPSH requerido y otras variables de interés. El factor más importante de las curvas de una bomba es que permite definir el diseño del sistema, en las cuales se pueden predecir potenciales fenómenos nocivos como la cavitación, con el fin de mitigarlos [19]. De igual manera, se puede realizar un proceso de optimización que logre una disminución de los costos de operación del sistema. Teniendo en cuenta que existen diferentes aplicaciones, cada tipo de bomba cuenta con características propias que generan una adecuada operación para una aplicación específica [19].

Las bombas periféricas [20] [21], comúnmente son usadas en plantas químicas, destilerías, cementeras, para la alimentación de pequeñas calderas, transportes de productos químicos, entre otras aplicaciones [19]; por lo tanto, el estudio de estos dispositivos tiene una alta relevancia. Park [22] demostró que las bombas periféricas alcanzan altas cabezas con bajos caudales debido a la baja velocidad específica y tienen curvas de rendimiento con características muy estables. La construcción de este tipo de bombas es un poco más sencilla que las de otro tipo [23-25], pero su eficiencia es baja en comparación con otras de la familia rotodinámica. En la investigación de Park [22] se propone un modelo matemático para describir el funcionamiento de la bomba asumiendo ciertos factores que dependen del fluido, la geometría del impeler y algunas irreversibilidades como, por ejemplo: las pérdidas de carga en el interior de la bomba. Se

definieron coeficientes ajustados de forma experimental que toman en cuenta los factores mencionados anteriormente. Los resultados [26-28] demostraron que el modelo propuesto es adecuado para la predicción del desempeño hidráulico de la bomba.

Meakhal [29] realizó un estudio de las fluctuaciones de presión entre la entrada y la salida de la bomba mediante la herramienta CFD (Dinámica de fluidos computacional) [30-31]. Para realizar este estudio se creó un mallado de alta calidad con el fin de simular los canales laterales y los puertos de entrada y salida. De igual forma, para la interacción de partes fijas y giratorias se usó una malla deslizante. Las interacciones descritas anteriormente son las causantes de la baja eficiencia en las bombas periféricas. Con el desarrollo de la simulación en CFD, se analizó el comportamiento del flujo en estado transitorio [23], [32-33] enfocado en la generación de ruido en la voluta, y el comportamiento dinámico del flujo en este tipo de bombas.

Por otro lado, Quail [34] presentó una metodología de fabricación aplicada a impulsores de bombas periféricas, con el fin de crear perfiles de álabes complejos como parte del proceso de optimización. La fabricación de los álabes fue realizada utilizando técnicas convencionales, lo cual es un reto considerable tomando en cuenta su geometría compleja. En este trabajo se resalta que, aunque las bombas periféricas tienen ventajas, la principal limitación es su inherente falta de eficiencia hidráulica, típicamente 35 a 50%. Para esto, el autor utilizó una herramienta CFD [35] con el fin de optimizar el diseño en la fase inicial. Los resultados computacionales fueron validados [36] con los datos del modelo experimental.

Shin-Hyung [37] desarrolló un estudio en el cual utilizó simulaciones numéricas para estudiar los efectos del número de Reynolds en el rendimiento de una bomba periférica, con el objetivo de investigar sus potenciales mejoras de desempeño [38]. En este trabajo, las características del flujo se compararon entre altos y bajos números de Reynolds. Bone et al. [39] propuso un nuevo modelo de pérdidas aplicado a procesos de intercambio de calor, el cual fue validado experimentalmente. Durante el periodo en que el fluido pasa de la entrada a la salida, se presenta un cambio de flujo laminar a transitorio que genera una pérdida de presión adicional. El autor tomó datos experimentales y modeló las ecuaciones para los diferentes rangos de números de Reynolds que se presentaron durante el proceso de conversión de energía al interior de la bomba.

Las bombas periféricas también llamadas bombas de turbina regenerativa o bombas tipo vortex son un tipo especial de bomba rotodinámica que se caracteriza por manejar una alta cabeza a un bajo nivel de caudal. La gran capacidad de presión a la descarga se debe al principio de funcionamiento de la bomba periférica, la cual se observa esquemáticamente en la Figura 2.

Desde un punto de vista mecánico, una bomba periférica es una bomba centrífuga que convierte la cantidad de momento en energía cinética impartida al fluido. Esto se logra cuando al ingresar el fluido, este es recogido por el impulsor desarrollando un movimiento en espiral, de esta forma el paquete de fluido que ingresa recircula entre cada uno de los álabes donde se proporciona una aceleración, como se muestra en la Figura 3. Luego este paquete de fluido continúa al siguiente alabe donde se le añade más energía. Esta acción tiene el mismo efecto que una bomba multietapa [40].

el objetivo de predecir su funcionamiento basándose en un análisis paramétrico que involucre las características geométricas de la misma.

II. METODOLOGÍA

Para el análisis paramétrico a formular en el presente estudio, es necesario tomar en cuenta que en el recorrido del flujo a la descarga se va convirtiendo la energía cinética en energía en forma de presión debido al cambio de geometría dentro de la carcasa de la bomba.

Para abordar el problema de estudio, inicialmente se construyó la curva característica de una bomba regenerativa con el fin de validar que la curva característica suministrada por el fabricante. Luego, se realizó un análisis metrológico dimensionando las piezas internas de la bomba para desarrollar un modelo basado en el análisis paramétrico que describe el desempeño hidráulico de la bomba en función de su geometría y parámetros operacionales. Por último, se desarrolla una validación experimental con una bomba diferente a la utilizada en el desarrollo del modelo teórico, con el fin de demostrar que la metodología propuesta puede ser utilizada en diferentes bombas periféricas.

En el mercado existen diferentes tipos de bombas periféricas. Para su selección se debe tomar en cuenta la aplicación, el proceso en donde va a operar, el caudal que manejan, la cabeza de presión, los costos de instalación o mantenimiento y el lugar de operación. Para la validación experimental, se utilizará una bomba Periférica City Pumps modelo IQ 500, la cual se ilustra en la Figura 4, su curva característica se ilustra en la Figura 1.

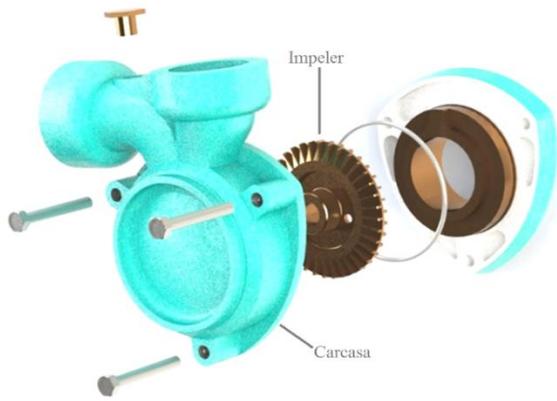


Figura 2: Componentes básicos de una bomba periférica.
Fuente: Elaboración propia.

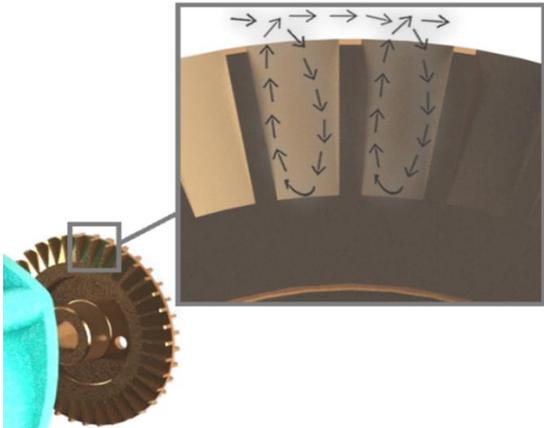


Figura 3: Principio de funcionamiento de las bombas periféricas
Fuente: Elaboración propia.

Tomando en cuenta que el principio de funcionamiento de este tipo de bombas trae como repercusión la formación de burbujas de vapor de fluido debido a las bajas presiones en la succión, lo que posibilita que se presente el fenómeno de cavitación. Sin embargo, a diferencia de las bombas centrífugas, las bombas periféricas pueden trabajar con un porcentaje admisible de vapor. Rothpump Company diseña bombas pueden trabajar con un porcentaje de 40% de vapor dentro del fluido de trabajo sin presentarse efectos nocivos por cavitación. Lo anterior es debido a las estrechas tolerancias entre el impulsor y la carcasa que hacen que la bomba periférica se comporte como una bomba de desplazamiento positivo por la forma de transportar el fluido de trabajo a medida que gira el impeler [41].

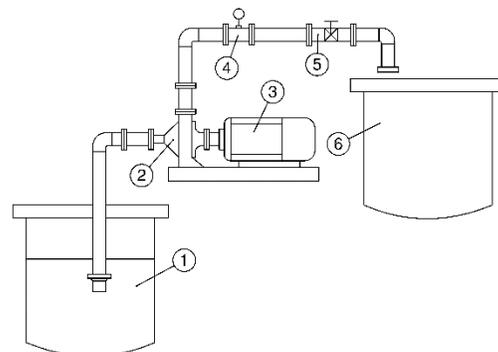
Vasudeva [42] muestra en su estudio que las bombas de flujo regenerativas (o periféricas) son esencialmente turbomáquinas rotodinámicas capaces de desarrollar altas relaciones de presión en una sola etapa. En este trabajo se presentó un enfoque CFD para simular y analizar el campo de flujo dentro de la bomba [43]. Varios modelos numéricos fueron analizados en el estudio con el fin de mejorar el rendimiento del dispositivo. Se demostró que las configuraciones con mayor número de álabes del rodete aumentan de manera significativa la presión estática desarrollada por la bomba. Para las configuraciones con paletas divisoras introducidas cerca del dominio de flujo a la salida de la bomba, se comprobó que el rendimiento de la bomba aumenta por la reducción de la zona de recirculación.

Tomando en cuenta el estudio de Vasudeva [42], se evidencia el comportamiento hidráulico particular de las bombas periféricas debido al flujo toroidal entre los alabes del impeler. Este problema es complejo de abordar y requiere de herramientas computacionales y de análisis estadístico para alcanzar una alta capacidad de predicción. Por lo anterior, en el presente artículo se desarrolla una correlación del comportamiento hidráulico de bombas periféricas y sus curvas características tomando en cuenta sus parámetros de desempeño, con



Figura 4: Bomba Periférica City Pumps - Modelo: IQ 500 [18].
Fuente: Elaboración propia.

Con la información brindada por el fabricante de la bomba, podemos obtener la magnitud de algunas variables, tal como la cabeza en función del caudal de operación y la temperatura máxima de operación. Esta información es considerada en la implementación del montaje experimental que se ilustra en la Figura 5.



1. Tanque Succión, 2. Bomba, 3. Motor Eléctrico, 4. Manómetro, 5. Válvula, 6. Tanque Descarga.

Figura 5: Montaje experimental.
Fuente: Elaboración propia.

En el montaje experimental se tiene la capacidad de variar el caudal que entrega la bomba (1) estrangulando el flujo con la válvula

(3) a la descarga de la bomba. Al aumentar la restricción, se observa un incremento en la presión de descarga de la bomba, la cual es medida con el manómetro (2). El caudal fue medido utilizando un medidor de tipo gravimétrico. Con los datos obtenidos se construyó la curva de cabeza versus caudal que se ilustra más adelante.

Tabla 1: Resultados caracterización bomba en estudio.

Cabeza [m]	Caudal [m³/s]
0	0.000684
3.4672	0.000601
6.9345	0.000567
10.4017	0.000505
13.869	0.000444
17.3362	0.000387
20.8034	0.000343
24.2707	0.000279
27.7379	0.000214
31.2051	0.000156
34.6724	0.000106
38.1396	0.000031

Fuente: Elaboración propia.

Caracterización de bomba en estudio. Utilizando el montaje experimental ilustrado en la Figura 5, se procedió a realizar una secuencia aleatoria de medición de caudal y presión para diferentes puntos de operación o posiciones de la válvula en su rango de funcionamiento. Los resultados obtenidos se organizaron desde el menor hasta el de mayor valor presión y se ilustran en la Tabla 1. Con estos datos se graficó la cabeza desarrollada por la bomba en función del caudal que puede observarse en la Figura 6.

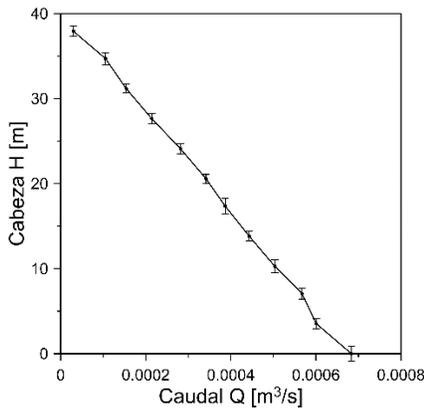


Figura 6: Curva característica para la bomba en estudio.

Fuente: Elaboración propia.

Si se compara la Figura 1 con la Figura 6 se observa que los resultados experimentales obtenidos son muy cercanos a la curva característica de la bomba, con un margen de error relativo máximo de 1.2 %, con lo que el montaje experimental es adecuado para el estudio planteado en la presente investigación.

Formulación de análisis hidráulico. La formulación del modelo teórico a proponer, requiere de un análisis en los vectores velocidad a la entrada y salida del impeler. En la Figura 7 se ilustran los triángulos de velocidades resultantes de este análisis.

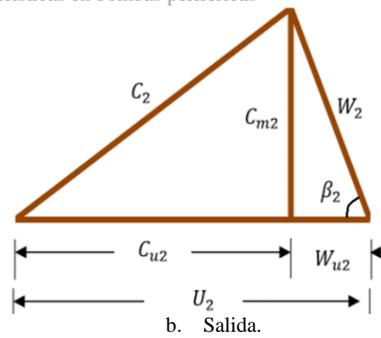
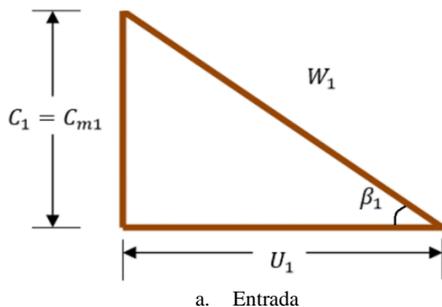


Figura 7: Triángulo de velocidades del rodete de bomba periférica en estudio.

Fuente: Elaboración propia.

Para construir los triángulos de velocidades, es necesario conocer la geometría del rodete (alturas, radio, ángulos) de la bomba. Para esto, se realizó un desensamble y análisis metrológico a la bomba, con el fin de obtener las dimensiones internas. En la Tabla 2 se resume esta información.

Tabla 2: Datos geométricos de la bomba de estudio.

	Entrada	Salida
β	50°	88°
Radio [m]	0.02149	0.02949
Altura [m]	0.00025	0.0025

Fuente: Elaboración propia.

Con los datos descritos anteriormente, se procede a calcular las componentes de velocidades del triángulo ilustrado en la Figura 7, cuyos valores se organizan en la Tabla 3:

Tabla 3: Componentes de velocidad de la bomba en estudio.

Componente Velocidad	Magnitud [m/s]
U ₁	7.7658
U ₂	10.656
C _{m1}	9.2549
C _{m2}	0.6745
W ₁	12.0814
W ₂	0.6749
C ₁	9.2549
C ₂	10.6539

Fuente: Elaboración propia.

Con la determinación de estas velocidades, se definen los valores de altura teórica aplicando la ecuación de Euler, la cual tiene como limitación que considera un número infinito de alabes. Para este caso, la ecuación que rige el comportamiento ideal de la bomba tiene la forma [18]:

$$H_e = \frac{w^2 r^2}{g} - \frac{w}{2\pi b_2 \tan \beta_2} \cdot Q \quad (1)$$

Reemplazando los valores de la Tabla 3 en (1) se obtiene que:

$$H_e = 11.5750 - 81.8733 \cdot Q \quad (2)$$

La ecuación (2) representa la ecuación de Euler en función del caudal. Luego, se propone el uso de un factor de corrección C para un número Z finito de alabes, por lo que:

$$H_{EC} = C \cdot (11.5750 - 81.8733 Q) \quad (3)$$

Este factor es conocido como factor de corrección Busemann/Wiesner, que el cual ha sido validado por autores como Qui [14]. La expresión que define el factor de corrección C según es:

$$C = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7} \cdot \left(1 - \frac{v_{2r}}{u_2 \tan \beta_2}\right)} \quad (4)$$

Z define el número de alabes del impeler. También es de interés el factor de corrección C propuesto Pfleiderer [14]:

$$C = \frac{1}{1 + \left(\frac{\psi}{Z}\right) \cdot \frac{D_2^2}{4S}} \quad (5)$$

Donde:

$$S = \frac{D_2^2}{8} \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right] \quad (6)$$

En la Tabla 4 se exponen los valores obtenidos con (4) y (5) para la bomba analizada.

Tabla 4: Valores de coeficientes C para Z = 72 alabes.

Numero de Alabes	72
Corrección Pfleiderer C	0.9336
Corrección Busemann/Wiesner C	0.9902

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 8 se observa la curva característica real de la bomba, la curva descrita por ecuación de Euler y las curvas corregidas por los factores que consideran un numero finito de alabes.

El comportamiento evidencia la necesidad de utilizar un factor de corrección adicional a los que típicamente son utilizados en las bombas rotodinámicas. No es suficiente una corrección por un numero finito de alabes, ya que al interior de las bombas periféricas ocurren fenómenos particulares como el flujo toroidal. Otra situación particular es que en las bombas periféricas la salida de flujo es radial, por este motivo la ecuación de Euler necesita una corrección que se adapte al estudio de las bombas periféricas. En este sentido, a diferencia de las bombas centrífugas, en las bombas periféricas el caudal recircula dentro de los alabes. Para explicar este fenómeno se puede imaginar un paquete de caudal y su recorrido desde la succión hasta la descarga, como se ilustra en la Figura 3. En este recorrido el paquete entra y sale de los alabes una y otra vez, de esta manera el impeller brinda energía cinética adicional en el fluido.

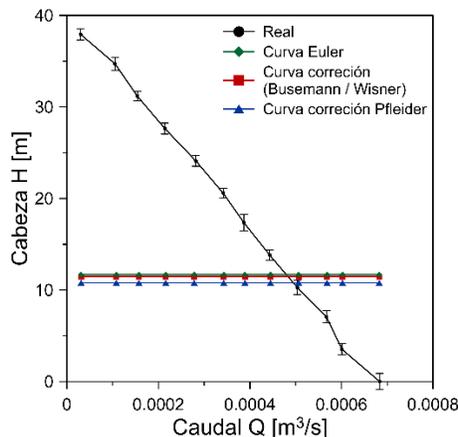


Figura 8: Curvas características de bomba con corrección por número de alabes finitos.

Fuente: Elaboración propia.

Tomando en cuenta lo anterior, en la presente investigación se propone redefinir la expresión de la curva de Euler, multiplicando esta ecuación por un factor de corrección que tome en cuenta el número de veces que los alabes suministran energía cinética a un paquete de caudal. Ese factor dependerá únicamente de las características de la bomba (punto de operación y el diámetro del impeller). Este parámetro se relaciona con el número de alabes y la cantidad de fluido arrastrado por el impeller, al aplicarlo sobre (1) se obtiene que:

$$H_e = \left\{ \left[\frac{(\omega r_2)^2}{g} \right] \cdot K - \frac{\omega}{2\pi b_2 g \tan \beta_2} \cdot Q \right\} \cdot \aleph \quad (8)$$

Donde el parámetro K es la corrección por numero finito de alabes y \aleph es el nuevo factor de corrección propuesto.

Se realiza un análisis hidráulico para encontrar un factor de corrección \aleph que permita mejorar la ecuación de Euler considerando un numero de alabes finito, de esta manera se obtiene una expresión adecuada para el estudio de bombas periféricas.

Desarrollo de correlación de corrección para bombas periféricas. En el presente estudio se propone aplicar un factor de corrección (\aleph) que equivale a la suma del cuadrado de un factor de corrección para el caudal de operación (FC) y un factor de corrección para la cabeza de operación de la bomba (FH), en donde se propone que tenga la forma:

$$\aleph = \sqrt{(FC)^2 + (FH)^2} \quad (9)$$

El primer factor (FC) tomaría en cuenta el caudal de operación dividido entre la velocidad angular establecida por las revoluciones del motor eléctrico ya que es necesario saber cuántas veces el impeller entrega energía al fluido por unidad de tiempo. De igual forma, el diámetro del impeller a la entrada y salida es una medida descriptiva del tamaño del alabe; por lo tanto, el parámetro de radio equivalente elevado al cubo expresa la capacidad volumétrica del impeller. El segundo factor de corrección (FH) dependerá de la cabeza teórica de operación de la bomba. Los parámetros w y R se usan por las razones descritas anteriormente, destacando que el radio equivalente esta elevado al cuadrado para cuantificar el área del impeller. Al aplicar un análisis dimensional, se determinó una expresión que relaciona los fenómenos descritos anteriormente garantizando la adimensionalidad.

$$\aleph = \sqrt{\left(\frac{Q}{wR^3}\right)^2 + \left(\frac{gH}{w^2R^2}\right)^2} \quad (10)$$

Donde:

\aleph : Factor de corrección propuesto para bombas periféricas.

Q: Caudal de operación de la bomba.

w: Velocidad angular del motor de la bomba.

H: Cabeza de presión de operación de la bomba.

R: Radio equivalente del impeller.

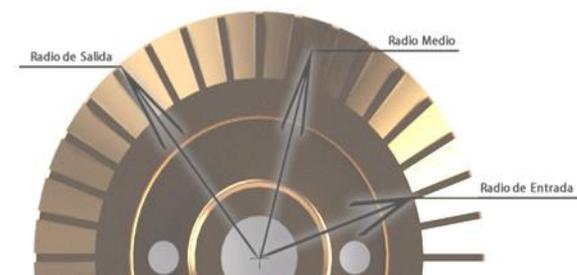


Figura 9: Radio medio de impeller.

Fuente: Elaboración propia.

Como se observa en la Figura 9, este último parámetro (radio equivalente) está dado por:

$$R = r_{entrada} + \frac{(r_{salida} - r_{entrada})}{2} \quad (11)$$

Aplicando la ecuación (10) se obtuvieron los factores de corrección en las diferentes combinaciones de cabeza-caudal de la bomba estudiada. Los resultados se presentan a continuación:

Tabla 5: Cabeza entregada corregida con factor \aleph .

Cabeza Euler [m]	Caudal [m³/s]	Factor de Corrección [\aleph]	Cabeza Corregida Euler [m]
11.5748	0.000684	0.1143	1.3162
11.5748	0.000601	0.4133	4.7637
11.5748	0.000567	0.8074	9.3081
11.5749	0.000505	1.2057	13.906
11.5749	0.000444	1.6054	18.5237
11.5749	0.000387	2.0056	23.1513
11.5749	0.000343	2.4061	27.7836
11.5749	0.00028	2.8068	32.4242
11.575	0.000215	3.2075	37.0704
11.575	0.000156	3.6083	58.7573
11.575	0.000106	4.0091	65.2845
11.5751	0.000031	4.4101	71.8122

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 10 se observa la curva característica de la bomba tomando en cuenta el factor de corrección \aleph .

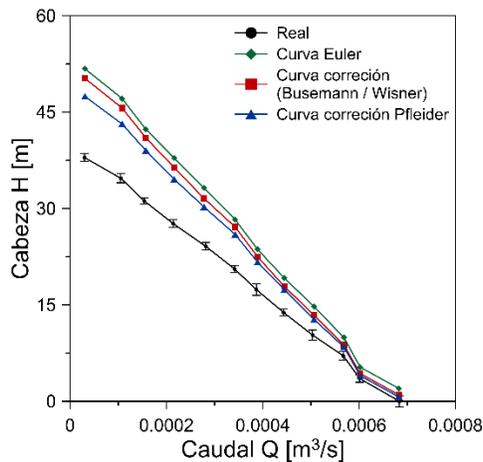


Figura 10: Curvas características con factor de corrección \aleph . Fuente: mElaboración propia.

La aplicación del factor de corrección permite ajustar la curva teórica y acercarla por encima de la curva real, esto tiene una repercusión importante que será discutida en los resultados. Para corroborar que este factor puede ser aplicado a cualquier tipo de bomba periférica, la metodología propuesta será aplicada a otra bomba de características totalmente diferentes a la utilizada para el desarrollo de la metodología.

III. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Con el fin de darle validez a la metodología propuesta a través del factor de corrección \aleph , se realizó una validación experimental utilizando una bomba periférica de características diferentes a la utilizada en la caracterización inicial. Lo anterior garantizará que el factor de corrección \aleph propuesto es significativo y aplicable a cualquier bomba periférica. Se utilizará en esta etapa una bomba Pedrollo PKM180, instalada en el montaje experimental utilizado para la bomba anterior e ilustrado en la Figura 6. Los parámetros operacionales y geométricos obtenidos para esta bomba siguiendo el procedimiento descrito se ilustran en las Tablas 6, Tabla 7 y Tabla 8.

Tabla 6: Resultados caracterización bomba de validación.

Cabeza [m]	Caudal [m³/s]
50	0.000833
53	0.000806
56	0.000778
63.5	0.000751
78	0.000667
92	0.000583
105	0.000501
118	0.000417

132	0.000333
145	0.000251
160	0.000167
180	0

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 7: Datos geométricos de la bomba de validación

	Entrada	Salida
β	50°	89°
Radio [m]	0.0535	0.0625
Altura [m]	0.00025	0.0025

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 8: Componentes de velocidad de la bomba de validación

Componente Velocidad	Magnitud [m/s]
U ₁	19.3285
U ₂	22.5801
C _{m1}	23.0347
C _{m2}	1.9717
W ₁	30.0697
W ₂	1.972
C ₁	23.0347
C ₂	22.6316

Fuente: Elaboración propia.

Para la bomba utilizada en la validación, se estiman los coeficientes de corrección de Busemann/Wiesner (Ecuación 4) y de Pfeleiderer (Ecuación 5), ilustrados en la Tabla 9. Con los datos obtenidos anteriormente, se construyen las curvas características de la bomba de validación (real, Euler, y corrección de número finito de alabes) ilustradas en la Figura 11.

Tabla 9: Valores de coeficientes C para Z = 72 alabes en la bomba de validación.

Numero de Alabes	72
Corrección Pfeleiderer C	0.8891
Corrección Busemann/Wiesner C	0.9527

Fuente: Elaboración propia.

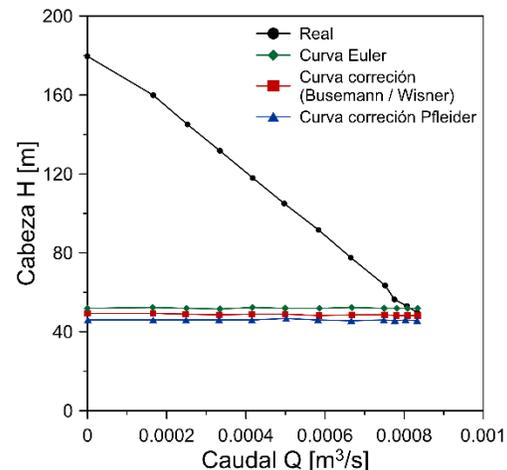


Figura 11: Curvas características de bomba de validación con corrección por número de alabes finitos.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 10: Cabeza entregada corregida con factor \aleph aplicado a la bomba de validación.

Cabeza Euler [m]	Caudal [m³/s]	Factor de Corrección [\aleph]	Cabeza Corregida Euler [m]
51.9602	0.000833	1.1172	58.0484
51.9606	0.000806	1.1842	61.5312
51.961	0.000778	1.2512	65.0142
51.9615	0.000751	1.4188	73.7213
51.9629	0.000667	1.7427	90.5565
51.9643	0.000583	2.0555	106.8124
51.9657	0.0005	2.3459	121.9083
51.9671	0.000417	2.6364	137.0051

51.9685	0.000333	2.9492	153.2638
51.9699	0.00025	3.2396	168.3624
51.9713	0.000167	3.5747	185.7841
51.974	0.000001	4.0216	209.0182

Fuente: Elaboración propia.

Se puede observar que la Figura 10 tiene un comportamiento similar ilustrado en la Figura 9; por lo tanto, es necesario utilizar el factor de corrección κ . se aplica la expresión de corrección de la ecuación de Euler mejorada, la cual está definida por (10). Los resultados se ilustran en la Tabla 10. Con la información de esta tabla se procede a construir las curvas características de la bomba de validación que se observan en la Figura 12.

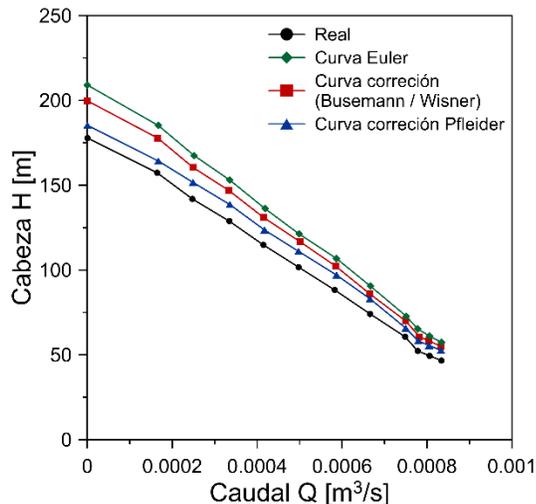


Figura 12: Curvas características de bomba de validación con factor de corrección κ .

Fuente: Elaboración propia.

El cálculo del factor de corrección a través del análisis hidráulico logra corregir la curva teórica de Euler, adicional al ajuste realizado por el factor de corrección para un determinado número de alabes. Se validó que la metodología propuesta tiene una alta capacidad de predicción, además de ser adecuada y válida para cualquier tipo de bomba periférica.

IV. CONCLUSIONES

El comportamiento obtenido en las Figuras 10 y 12 demuestra que el modelo propuesto por la ecuación (10) permite ajustar la desviación de la ecuación de Euler para el estudio de bombas periféricas garantizando que la curva teórica este por encima de la curva real. Lo anterior implica que al aplicar otros factores de corrección como el de pérdidas hidráulicas internas, recirculación y pérdidas mecánicas que no son analizados en el presente estudio, se logre describir la curva real, ya que estos factores van a causar que los puntos de la curva teórica desciendan hasta alcanzar las inmediaciones de la curva real. Teniendo en cuenta que el análisis propuesto depende del punto de operación de la bomba, la metodología propuesta es más rigurosa que las desarrolladas en otros trabajos, ya que incluye parámetros operacionales de la bomba y no solo parámetros geométricos.

Mediante un análisis paramétrico de los factores que intervienen en el estudio de las bombas periféricas, se determinaron los factores significativos para su funcionamiento bajo condiciones de operación. Se logró mejorar la descripción del desempeño de la bomba, aplicando un factor de corrección, el cual permitió disminuir el error en la cabeza efectiva predicha en más del 80%.

Se resalta que la expresión que define el factor de corrección calculado, aplica para cualquier tipo de bombas periféricas, sin importar su relación de cabeza – caudal. Lo anterior se basa en el hecho de que en esta investigación se realizaron dos validaciones

experimentales con bombas periféricas de características diferentes para verificar la robustez de la metodología propuesta.

V. REFERENCIAS

- [1] F. Posso, J.C. Acevedo-Paez y J. Hernández, “El impacto económico de las energías renovables,” *Aibi Rev. Investig. Adm. e Ing.*, pp. 22–26, Jul. 2014.
- [2] G. Silva-Monsalve, “Ciencia, tecnología e innovación: un análisis filosófico y psicológico desde lo abstracto hacia lo fáctico,” *Aibi Rev. Investig. Adm. e Ing.*, pp. 2–7, Jan. 2019.
- [3] J.D. Smith, V. Sreedharan, M. Landon y Z.P. Smith, “Advanced design optimization of combustion equipment for biomass combustion,” *Renew. Energy*, vol. 145, pp. 1597–1607, 2020.
- [4] T.K. Ibrahim y M.M. Rahman, “Optimum Performance Improvements of the Combined Cycle Based on an Intercooler–Reheated Gas Turbine,” *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 137, no. 6, 2015.
- [5] G. Khankari, J. Munda y S. Karmakar, “Power Generation from Condenser Waste Heat in Coal-fired Thermal Power Plant Using Kalina Cycle,” *Energy Procedia*, vol. 90, no. December 2015, pp. 613–624, 2016.
- [6] C. Liu, W. Bu y D. Xu, “Multi-objective shape optimization of a plate-fin heat exchanger using CFD and multi-objective genetic algorithm,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2017.
- [7] J. Wen, Y. Li, A. Zhou y K. Zhang, “An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 9–10, pp. 1667–1678, May 2006.
- [8] A. Bengoechea, R. Antón, G.S. Larraona, A. Rivas, J.C. Ramos y Y. Masip, “PIV measurements and a CFD benchmark study of a screen under fan-induced swirl conditions,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 46, pp. 43–60, 2014.
- [9] Z. Zhang, *LDA application methods: laser Doppler anemometry for fluid dynamics*, no. 1. Switzerland: Springer Heidelberg, 2010.
- [10] M. Yari, “Exergetic analysis of various types of geothermal power plants,” *Renew. Energy*, vol. 35, no. 1, pp. 112–121, 2010.
- [11] C.N. Jayapragasan y K.J. Reddy, “Design optimization and experimental study on the blower for fluffs collection system,” *J. Eng. Sci. Technol.*, vol. 12, no. 5, pp. 1318–1336, 2017.
- [12] M. Cudina, “Detection of cavitation phenomenon in a centrifugal pump using audible sound,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 17, no. 6, pp. 1335–1347, 2003.
- [13] E.C. Bacharoudis, A.E. Filios, M.D. Mentzos y D.P. Margaritis, “Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle,” *Open Mech. Eng. J.*, vol. 2, no. 5, pp. 75–83, 2008.
- [14] X. Qiu, D. Japikse, J. Zhao y M.R. Anderson, “Analysis and Validation of a Unified Slip Factor Model for Impellers at Design and Off-Design Conditions,” *J. Turbomach.*, vol. 133, no. 4, 2011.
- [15] M. Badami y M. Mura, “Theoretical model with experimental validation of a regenerative blower for hydrogen recirculation in a PEM fuel cell system,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 3, pp. 553–560, Mar. 2010.
- [16] M.W. Heo, T.W. Seo, H.S. Shim y K.Y. Kim, “Optimization of a regenerative blower to enhance aerodynamic and aeroacoustic performance,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 30, no. 3, pp. 1197–1208, Mar. 2016.
- [17] S.Y. Jeon, C.K. Kim, S.M. Lee, J.Y. Yoon y C.M. Jang, “Performance enhancement of a pump impeller using optimal

- design method,” *J. Therm. Sci.*, vol. 26, no. 2, pp. 119–124, Apr. 2017.
- [18] MEPCO, “Marshall Engineered Products.” [En línea]. Disponible en: http://www.mepcollc.com/pdf/products/Regenerative_Turbine_Pumps_1484.pdf. [Accessed: 06-Jan-2016].
- [19] C. Mataix, “*Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*”, Edición: 2. México: Marcombo, 2004.
- [20] F. Zhang, K. Chen, D. Appiah, B. Hu, S. Yuan y S.N. Asomani, “Numerical Delineation of 3D Unsteady Flow Fields in Side Channel Pumps for Engineering Processes,” *Energies*, vol. 12, no. 7, p. 1287, Apr. 2019.
- [21] F. Zhang, D. Appiah, J. Zhang, S. Yuan, M.K. Osman y K. Chen, “Transient flow characterization in energy conversion of a side channel pump under different blade suction angles,” *Energy*, vol. 161, pp. 635–648, Oct. 2018.
- [22] T. Meakhail y S. Park, “An improved theory for regenerative pump performance,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A-journal Power Energy - PROC INST MECH ENG A-J POWER*, vol. 219, pp. 213–222, 2005.
- [23] T. Capurso, L. Bergamini y M. Torresi, “Design and CFD performance analysis of a novel impeller for double suction centrifugal pumps,” *Nucl. Eng. Des.*, vol. 341, no. 2019, pp. 155–166, 2019.
- [24] A. M. S¹ y D.J.M. Issac, “Design and analysis of centrifugal pump impeller using ansys fluent,” vol. 4, no. 10, p. 4, 2015.
- [25] I. Hernandez-Carrillo, C.J. Wood y H. Liu, “Advanced materials for the impeller in an ORC radial microturbine,” *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 1047–1054, 2017.
- [26] W.P. Adamczyk *et al.*, “Application of LES-CFD for predicting pulverized-coal working conditions after installation of NOx control system,” *Energy*, vol. 160, pp. 693–709, 2018.
- [27] Y. Sun, W. Liu y T. Yu Li, “Numerical investigation on noise reduction mechanism of serrated trailing edge installed on a pump-jet duct,” *Ocean Eng.*, vol. 191, Nov. 2019.
- [28] T. Capurso *et al.*, “Numerical investigation of cavitation on a NACA0015 hydrofoil by means of OpenFOAM,” *Energy Procedia*, vol. 126, pp. 794–801, 2017.
- [29] T.A. Meakhail, “Numerical study of unsteady flow characteristics in regenerative pump,” 2007.
- [30] M.A. Mohammadi y A. Jafarian, “CFD simulation to investigate hydrodynamics of oscillating flow in a beta-type Stirling engine,” *Energy*, vol. 153, pp. 287–300, Jun. 2018.
- [31] J. Yao, W. Jin, y Y. Song, “RANS simulation of the flow around a tanker in forced motion,” *Ocean Eng.*, vol. 127, no. October, pp. 236–245, 2016.
- [32] M. García-Pérez y E. Vakkilainen, “A comparison of turbulence models and two and three dimensional meshes for unsteady CFD ash deposition tools,” *Fuel*, vol. 237, no. September 2018, pp. 806–811, 2019.
- [33] B. Olcucuoglu y B.H. Saracoglu, “A preliminary heat transfer analysis of pulse detonation engines,” in *Transportation Research Procedia*, 2018, vol. 29, pp. 279–288.
- [34] F. Quail, M. Stickland y S. Thomas, “Rapid Manufacturing Technique used in the Development of a Regenerative Pump Impeller,” *Lect. Notes Eng. Comput. Sci.*, vol. 16, 2009.
- [35] J. Vencels, P. Råback y V. Geza, “EOF-Library: Open-source Elmer FEM and OpenFOAM coupler for electromagnetics and fluid dynamics,” *SoftwareX*, vol. 9, pp. 68–72, 2019.
- [36] A. M. González, M. Vaz y P.S.B. Zdanski, “A hybrid numerical-experimental analysis of heat transfer by forced convection in plate-finned heat exchangers,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, pp. 363–370, Feb. 2019.
- [37] S.H. Kang y S.H. Ryu, “Reynolds Number Effects on the Performance Characteristic of a Small Regenerative Pump,” *J. Fluids Eng. Asme - J FLUID ENG*, vol. 131, 2009.
- [38] W. Lyu y O. el Moctar, “Numerical and experimental investigations of wave-induced second order hydrodynamic loads,” *Ocean Eng.*, vol. 131, no. May 2016, pp. 197–212, 2017.
- [39] V. Bone, R. McNaughton, M. Kearney y I. Jahn, “Methodology to develop off-design models of heat exchangers with non-ideal fluids,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 145, pp. 716–734, Dec. 2018.
- [40] F.J. Quail, T. Scanlon y A. Baumgartner, “Design study of a regenerative pump using one-dimensional and three-dimensional numerical techniques,” *Eur. J. Mech. B/Fluids*, vol. 31, no. 1, pp. 181–187, Jan. 2012.
- [41] Roth Pump Company, “ROTH PUMP COMPANY.” [Online]. Available: <http://www.rothpump.com/index.html>. [Accessed: 01-Feb-2016].
- [42] K. Vasudeva-Karanth y N.Y. Sharma, CFD Analysis of a Regenerative Pump for Performance Enhancement. 2014.
- [43] N.D. Karlsen-Davies y G.A. Aggidis, “Regenerative liquid ring pumps review and advances on design and performance,” *Applied Energy*, vol. 164. Elsevier Ltd, pp.