

**EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA OPERANDO
COMO TURBINA**

**ELKIN JONATHAN CELY VALDERRAMA
JHON MARIO PÉREZ CARREÑO**

Director

Ing. EMIL HERNANDEZ ARROYO

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERÍAS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
COMITÉ DE TRABAJO DE GRADO
BUCARAMANGA**

2018

**EVALUACIÓN DE DESEMPEÑO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA OPERANDO
COMO TURBINA**

**PROYECTO DIRIGIDO DE GRADO PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

**ELKIN JONATHAN CELY VALDERRAMA
JHON MARIO PÉREZ CARREÑO**

**Director: EMIL HERNANDEZ ARROYO
INGENIERO MECÁNICO**

**UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA
ESCUELA DE INGENIERÍAS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
COMITÉ DE TRABAJO DE GRADO
BUCARAMANGA**

2018

NOTA DE ACEPTACIÓN

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Bucaramanga, 22/06/2018

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de forma especial a mi señor padre Mario Humberto Pérez **Q.E.P.D.**, quien se esforzó por sostener su hogar y educar a sus hijos enseñándoles el valor y la importancia de alcanzar las cosas con esfuerzo y de manera honrada. Dedicado a todos aquellos autores que contribuyeron en el conocimiento requerido para concluir este trabajo y dedicado también a todas las personas que en alguna circunstancia llegaron a encontrar cualquier beneficio de lo que aquí se encuentra plasmado.

Jhon Mario Pérez Carreño.

A mi familia conformada por mis padres Ezequiel Cely y Estrella Valderrama, mis hermanas Yeniffer y Erika quienes con su apoyo emocional, económico e intelectual contribuyeron en gran medida para que culminara esta etapa de estudio.

Elkin Jonathan Cely Valderrama

AGRADECIMIENTOS

Mi agradecimiento es enorme, primeramente, con Dios; quien me concede las herramientas y las capacidades para poder avanzar y alcanzar cada meta propuesta. Con mi bendita madre Esperanza Carreño quien pone toda de ella para que las metas de sus hijos sean posibles, con mi novia Vivian Suárez quien se mantuvo firme creyendo en mis capacidades y en aquellos momentos durante los cuales sentí no ser capaz, siempre estuvo su voz de aliento recordándome que sí. Con mis hermanas Leyla Mariana y Silvia Paola, su compañía y ejemplo me ayudaron a mantener mi vista fija en el objetivo. Con mis demás familiares por sus aportes.

Agradezco a cada docente que tuve a lo largo de mi proceso, por su inagotable esfuerzo y paciencia por transmitirme sus conocimientos, su educación y su experiencia, por comprender las disculpas en los momentos en los que tuve que acudir a ellas, a ellos debo el profesional que estoy a punto de ser, pero más que eso debo en parte el sentido humano que me rige. De manera especial un agradecimiento a los docentes ingeniero Emil Hernández Arroyo, nuestro director de trabajo de grado, por acompañar nuestro proceso y por confiar su idea en nuestras manos y al ingeniero Alfonso Santos Jaimes. Muchas gracias.

Muchas otras personas, sea cual sea su aporte, también merecen un espacio en este escrito, pero me es difícil nombrarlas a todas, en el fondo de mi siento un enorme agradecimiento.

¡Dios les multiplique en bendiciones cada esfuerzo!

Jhon Mario Pérez Carreño.

De una forma especial quisiera dar las gracias a todos mis compañeros de estudio por su compañía durante este tiempo de estudio, a los docentes, quienes con sus conocimientos aportaron a mi formación profesional y reforzaron mi interés y gusto por la ingeniería mecánica.

Elkin Jonathan Cely Valderrama

TABLA DE CONTENIDO

1. OBJETIVOS.....	14
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	14
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
2. MARCO TEÓRICO	15
2.1 BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS.....	15
2.2 DIFERENCIAS ENTRE BOMBA CENTRIFUGA Y TURBINA	15
2.3 ASPECTOS COMPARATIVOS ENTRE BOMBA CENTRIFUGA Y TURBINA.	16
2.4 COMPARACIÓN DE VARIABLES ENTRE MODO BOMBA Y MODO TURBINA.....	17
2.5 UTILIZACIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS COMO TURBINAS	18
2.6 CONSIDERACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA COMO TURBINA.....	19
2.7 ASPECTOS RELEVANTES DE LA BOMBA COMO TURBINA	21
3. METODOLOGÍA	22
3.1 CÁLCULO CAUDAL	22
3.2 CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DE LA BOMBA-TURBINA.....	23
3.3 BANCO DE MICRO GENERACION HIDRAULICA	30
3.4 COMPONENTES DEL BANCO DE MICRO GENERACIÓN HIDRÁULICA .	31
3.5 MONTAJE CON TRANSMISIÓN DE POTENCIA.....	32
3.6 MONTAJE CON CONEXIÓN DIRECTA AL GENERADOR	33
4. RESULTADOS EXPERIMENTALES	35
4.1 TABULACIÓN DE DATOS Y GRÁFICAS DE PRUEBAS EN VACIO.....	35
4.2 TABULACIÓN DE DATOS Y GRÁFICAS DE PRUEBAS CON CARGA	37
4.3 EFICIENCIA BOMBA-TURBINA VS EFICIENCIA TURBINA TURGO	40
4.4 EFICIENCIA BOMBA-TURBINA VS EFICIENCIA TURBINA PELTON	41
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	42
BIBLIOGRAFÍA.....	43
ANEXOS.....	45

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Aspectos comparativos entre bomba centrífuga y turbina.....	16
Tabla 2. Comparación de variables entre modo bomba y modo turbina.	18
Tabla 3. Condiciones de sitio	22
Tabla 4. Parámetros adimensionales.....	27
Tabla 5. Métodos de medición de variables.....	34
Tabla 6. Promedio de datos prueba sin carga	35
Tabla 7. Potencia hidráulica prueba sin carga	36
Tabla 8. Voltaje prueba sin carga	37
Tabla 9. Voltaje vs rpm sin carga.....	37
Tabla 10. Datos y resultados prueba con carga.....	38
Tabla 11. Datos y resultados para turbina Turgo del banco hidráulico de la Universidad Pontificia Bolivariana (UPB) seccional Bucaramanga ubicada en el Centro de Desarrollo Tecnológico (CDT).....	40
Tabla 12. Datos y resultados para turbina Pelton del banco hidráulico de la Universidad Pontificia Bolivariana (UPB) seccional Bucaramanga ubicada en el Centro de Desarrollo Tecnológico (CDT).....	41

LISTA DE FIGURAS

Ilustración 1. Curvas características modo bomba y modo turbina.....	17
Ilustración 2. Teoría hidrodinámica a) Bomba centrífuga b) Turbina.....	19
Ilustración 3. Fuentes que influyen en la variación de velocidad de la BUTUs	20
Ilustración 4. Perdidas de cabeza por fricción en tubería	22
Ilustración 5. Selección preliminar de la PAT.....	24
Ilustración 6. Descripción básica del diseño del impulsor de la bomba	25
Ilustración 7. Curvas adimensionales BUT	27
Ilustración 8. Procedimiento global	28
Ilustración 9. Curvas de desempeño de electrobombas centrífugas CP Pedrollo..	29
Ilustración 10. Tolerancia de las curvas de desempeño	29
Ilustración 11. Caudal vs Rpm sin carga.....	35
Ilustración 12. Potencia hidráulica vs rpm sin carga	36
Ilustración 13. Caudal vs rpm con carga	39
Ilustración 14. Eficiencia vs rpm con carga.....	39

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1. Electrobombas Centrifugas Pedrollo	45
Anexo 2. Componentes Electrobombas Centrifugas Pedrollo	46
Anexo 3. Características Bombas Centrifugas Pedrollo	47
Anexo 4. Motor de corriente continua de imanes Serie 42A Modelo 4037	48
Anexo 5. Dimensiones Volante	49

LISTA DE ECUACIONES

Ecuación 1. Perdidas en tubería por fricción	22
Ecuación 2. Factores de conversión	24
Ecuación 3. Velocidad específica de sitio	24
Ecuación 4. Velocidad específica disponible	25
Ecuación 5. Parámetros adimensionales en el punto de mejor eficiencia	26
Ecuación 6. Correlaciones entre parámetros adimensionales	26
Ecuación 7. Eficiencia de la PAT	26
Ecuación 8. Máxima eficiencia de la PAT	26
Ecuación 9. Potencia Hidráulica	36
Ecuación 10. Potencia Eléctrica.....	38
Ecuación 11. Eficiencia Hidráulica en Turbo Máquinas	38

RESUMEN GENERAL DE TRABAJO DE GRADO

TITULO: EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA OPERANDO COMO TURBINA

AUTOR(ES): ELKIN JONATHAN CELY VALDERRAMA
JHON MARIO PÉREZ CARREÑO

PROGRAMA: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR(A): EMIL HERNÁNDEZ ARROYO

RESUMEN

En este proyecto, se diseña, construye y evalúa el desempeño de un banco hidráulico que emplea una bomba centrífuga operando como turbina. El uso de bombas centrífugas funcionando como turbinas ya ofrece una alternativa técnica económicamente viable y, por tanto, contribuye a la aplicación en pequeñas centrales hidráulicas. Un sistema cerrado existente que provee un potencial hidráulico se usó para adaptar la bomba centrífuga, se requirió de un diseño preliminar para calcular la capacidad de la bomba seleccionada, además, de las correspondientes adaptaciones mecánicas para su correcto funcionamiento. Ya ensamblado el sistema fue posible verificar su funcionamiento, medir variables de interés y evaluar su desempeño. El equipo construido cumple con el propósito planteado, gracias a la potencia hidráulica entregada en el punto de mayor eficiencia a la bomba operando como turbina, se sostuvo una carga de 70Watts a 120 Voltios y cabe destacar que con un presupuesto económico menos limitado se pueden adquirir componentes que permitan obtener mejores resultados.

PALABRAS CLAVE:

bomba como turbina, central hidráulica, potencia hidráulica, eficiencia, sistema cerrado.

V° B° DIRECTOR DE TRABAJO DE GRADO

GENERAL SUMMARY OF WORK OF GRADE

TITLE: EVALUATION OF THE PERFORMANCE OF A CENTRIFUGAL PUMP OPERATING AS A TURBINE

AUTHOR(S): ELKIN JONATHAN CELY VALDERRAMA
JHON MARIO PÉREZ CARREÑO

FACULTY: Facultad de Ingeniería Mecánica

DIRECTOR: EMIL HERNÁNDEZ ARROYO

ABSTRACT

In this project, the performance of a hydraulic bench that uses a centrifugal pump operating as a turbine is designed, constructed and evaluated. The use of centrifugal pumps operating as turbines already offers an economically viable technical alternative and, therefore, contributes to the application in small hydraulic power plants. An existing closed system that provides a hydraulic potential was used to adapt the centrifugal pump, a preliminary design was required to calculate the capacity of the selected pump, besides, of the corresponding mechanical adaptations for its correct operation. Once the system was assembled, it was possible to verify its operation, measure variables of interest and evaluate its performance. The built equipment fulfills the stated purpose, thanks to the hydraulic power delivered at the best efficiency point to the pump operating as a turbine, a load of 70Watts was sustained at 120 Volts and it should be noted that with a less limited economic budget can be acquired components that allow obtaining better results.

KEYWORDS:

Pump as turbine, hydraulic power station, closed system, hydraulic power.

V° B° DIRECTOR OF GRADUATE WORK

INTRODUCCIÓN

Este proyecto tiene como objetivo principal construir un sistema hidráulico de micro generación eléctrica utilizando una bomba centrífuga como turbina y de esta forma aplicar la fundamentación teórica de asignaturas pertenecientes al programa de Ingeniería Mecánica como lo son Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas que brindara al estudiantado una formación académica y científica de calidad.

El estudio de este modelo de micro generación en nuestro país aún es preliminar y con el desarrollo de este proyecto buscamos generar conocimiento que incentive el aprovechamiento de los recursos hidráulicos con los que cuenta nuestra región.

La selección de una turbo máquina adecuada para cualquier aplicación entre la multitud de estilos, es una de las tareas más complicadas para los usuarios. Esto se debe a que el punto de operación de una turbo máquina depende de las condiciones del sistema. Las bombas o turbinas comerciales, por ejemplo, están diseñadas para operar procurando que siempre se trabaje en el punto de mayor eficiencia o no muy lejano. Es por esto por lo que la etapa de diseño y selección de estas máquinas es quizá la fase más importante a la hora de implementar esta tecnología.¹

La construcción de este sistema de micro generación tiene como elemento fundamental el uso de una bomba centrífuga que operando en sentido inverso funcionara como una turbina. Las pruebas experimentales realizadas a la bomba, midiendo variables como caudal, revoluciones, eficiencia, potencial disponible y potencial eléctrico, fueron soporte para la elaboración de las curvas características que ayudaron a la comparación del desempeño de la bomba centrífuga operando como turbina frente al de una turbina convencional.

¹ Ochoa, Juan S. DESARROLLO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA, Magíster en Ingeniería Mecánica, Bogotá-Colombia, Universidad de los Andes, 2013, p14.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Evaluar el desempeño de una bomba centrífuga operando como turbina mediante la construcción de un banco hidráulico con el fin de determinar la viabilidad de esta alternativa técnica en pequeñas centrales hidráulicas.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Realizar una revisión bibliográfica de micro generación hidráulica aplicando la técnica del uso de una bomba centrífuga operando como turbina.

Resultado: Informe de la literatura científica revisada.

Indicador: Consultar por lo menos seis artículos que referencien el tema.

Diseñar un sistema de micro generación hidráulica que contenga una bomba centrífuga operando como turbina.

Resultado: Memoria de cálculos y planos del sistema hidráulico.

Indicador: Realizar cálculos basados en las ecuaciones que rigen la mecánica de fluidos y las maquinas hidráulicas.

Construir un banco de micro generación hidráulica que contenga una bomba centrífuga operando como turbina.

Resultado: Banco de pruebas funcional.

Indicador: Construcción del banco de acuerdo con los cálculos de diseño.

Evaluar el funcionamiento de la bomba centrífuga que opera como turbina midiendo variables como: RPM, Caudal, Eficiencia, Potencia Disponible, Potencial Eléctrico, entre otros.

Resultado: Análisis de datos e informe de resultados del comportamiento de las variables medidas.

Indicador: Comparar el desempeño de la bomba centrífuga operando como turbina frente al desempeño de la turbina.

2. MARCO TEÓRICO

2.1 BOMBAS FUNCIONANDO COMO TURBINAS

Normalmente denominadas BUTUs (Bomba usada como Turbina) o PATs (Pump as Turbine), surgen de la necesidad de facilitar la implementación de una turbina con bajo costo, especialmente para países en desarrollo y áreas rurales sin capacidad de costear su propia central hidroeléctrica.

En la actualidad grandes fabricantes e hidroeléctricas están investigando y optando por trabajar con bombas modificadas para reducir costos de adquisición, instalación y mantenimiento que acarrea el uso de una turbina convencional, estas investigaciones buscan verificar el funcionamiento y conocer más de fondo las capacidades de esta alternativa técnica con el ánimo de mejorarla y hacerla práctica para su uso en diferentes áreas.

Aunque objetivo y condiciones de ambas sean diferentes, la geometría y forma son similares. Hablando de una turbina Francis, que es la más parecida a una bomba centrífuga, sus partes son prácticamente idénticas. Ambas constan de un rodete formado por álabes que gira y un estator que también consta de álabes, que dirigen el fluido hacia el exterior de la voluta en el caso de la bomba.

2.2 DIFERENCIAS ENTRE BOMBA CENTRIFUGA Y TURBINA

La principal diferencia entre una PATs y una turbina convencional radica en que las PATs carecen de un dispositivo de control hidráulico. Esta carencia, que ayuda a explicar el bajo costo de las PATs, significa que las mismas necesitan condiciones de operación constantes. Estas condiciones pueden ser provistas considerando que, para el caso de las variaciones de la carga, se pueden enfrentar por medio de un control electrónico; las variaciones de caudal se contemplan operando varias máquinas en paralelo, o una sola máquina a toda capacidad con ciclos de corta duración².

Las diferencias entre bomba centrífuga y turbina hidráulica son evidentes ya que el objetivo de ambas es opuesto. La primera aspira agua a baja presión con tal de devolverla con una presión más alta, mientras que la turbina recoge agua a elevada

² Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. Neuquén, Argentina: Universidad Nacional del Comahue. Buenos Aires, Argentina. PEQUEÑAS CENTRALES HIDRAULICAS. (2016) https://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/50bib_arch.pdf.

presión para conseguir movimiento rotatorio en su interior, devolviendo el agua a una menor presión.

Una bomba hidráulica mueve el agua mediante un motor eléctrico consumiendo energía eléctrica, mientras que en una turbina hidráulica el agua mueve un generador que crea electricidad. Las condiciones a las que trabajan ambas turbomáquinas tampoco son parecidas, puesto que una turbina normalmente trabaja con presiones muy altas, porque su objetivo es generar cuanta más electricidad sea posible, mientras que una bomba está adaptada a la necesidad de la situación.³

En marzo de 2009, en Ciudad de México, fue publicado por el ingeniero mecánico Víctor Luis Álvarez, su documento llamado: "MOLINOS CON BOMBAS COMO TURBINAS" donde se informaba acerca de una nueva aplicación a este tipo de bomba y se enfatizaba en la recuperación de los viejos molinos como sistema económicamente viable para el campo de la micro generación.⁴

Esta técnica fue mejorada mediante el equipamiento de un controlador electrónico de potencia que garantiza condiciones de operación constantes y se encuentra trabajando en la **Pico Central Hidráulica Unen de 1,80 kW (Junín de los Andes – Neuquén - Argentina)**.

2.3 ASPECTOS COMPARATIVOS ENTRE BOMBA CENTRIFUGA Y TURBINA.

Tabla 1. Aspectos comparativos entre bomba centrífuga y turbina.

	TURBINA	BOMBA
<i>Flujo de Energía</i>	<ul style="list-style-type: none"> • La entrada de energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido (agua) bajo presión. • La salida de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina. 	<ul style="list-style-type: none"> • La entrada de la energía es de tipo mecánica y a través del torque en el eje de la máquina. • La salida de la energía es de tipo hidráulica y por medio de un fluido bajo presión.
<i>Altura de Presión Hidráulica</i>	<ul style="list-style-type: none"> • La altura neta de la Turbina decrece (fricción fluida) con el incremento del caudal. 	<ul style="list-style-type: none"> • La altura dinámica total a ser generada por la bomba se incrementa con el incremento del caudal.
<i>Sentido de Rotación</i>	El rotor de la turbina gira en dirección opuesta al sentido de rotación del impulsor de la bomba.	
<i>Dirección del Torque</i>	En ambos modos tienen la misma dirección	

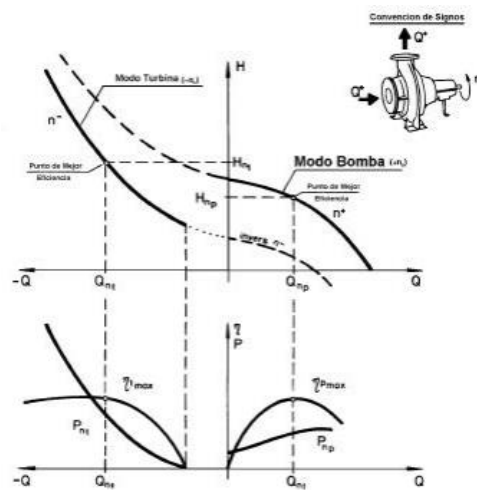
Fuente: Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. (2016) p4.

³ Montañó, E. Diferencias entre una bomba centrífuga y una turbina. Perú: edu1000. (2014).

⁴ Álvarez, Víctor L. Molinos con bombas como turbinas. México (2009) p1.

La performance de la bomba y la misma en modo turbina puede ser llevada a un único diagrama de altura en función de caudal, con la salvedad de que este estará comprendido en un rango que tomará valores positivos y negativos. Este valor negativo representa el flujo reverso de la bomba trabajando como turbina. La curva característica “Altura Total en función del Flujo” (**ver ilustración 1**) de una bomba y una BUTUs dada para una misma velocidad de rotación en los dos modos de trabajo.⁵

Ilustración 1. Curvas características modo bomba y modo turbina.



Fuente: Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. (2016) p6.

2.4 COMPARACIÓN DE VARIABLES ENTRE MODO BOMBA Y MODO TURBINA.

En cuanto a un análisis de la performance de una Bomba y una BUTUs, podemos considerar las siguientes diferencias (**ver tabla 2**).⁶

⁵ Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. Neuquén, Argentina: Universidad Nacional del Comahue. Edición propia (2016) p4.

⁶ Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. Neuquén, Argentina: Universidad Nacional del Comahue. Edición propia (2016) p6.

Tabla 2. Comparación de variables entre modo bomba y modo turbina.

PARAMETROS	MODO BOMBA	MODO TURBINA
Caudal	Disminuye a medida que aumenta la altura y llega a un valor nulo para la máxima altura (<i>Altura de Corte</i>).	Incrementa continuamente a medida que aumenta la altura o carga.
Potencia	<i>Máquina de Flujo Radial:</i> Demanda mínima potencia para la máxima altura. Para alturas inferiores a la altura nominal, la máquinas puede ser levemente sobrecargada. <i>Máquinas de Flujo Axial:</i> Demanda máxima potencia para la máxima altura, y la misma decrece a medida que disminuye la altura.	Para que la turbina comience a generar, el flujo debe exceder un valor mínimo (caudal de vacío). La potencia nominal entregada aumenta progresivamente aun sobrepasando la altura nominal. El punto de óptimo funcionamiento es mas alto que el punto óptimo en el modo bomba lo que representa un torque mayor en el eje.
Rendimiento	La eficiencia de la máquinas se incrementa, con el aumento del flujo, a partir de cero y caudal nulo hasta llegar a un punto máximo o pico (punto nominal de funcionamiento de la máquinas). A partir de ese punto decrece a medida que se sigue aumentando el flujo.	El rendimiento se incrementa a partir de cero y de un caudal mínimo (caudal de vacío), hasta un pico que es el punto nominal de funcionamiento, y decrece lentamente a medida que se incrementa el caudal.

Fuente: Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. (2016) p6.

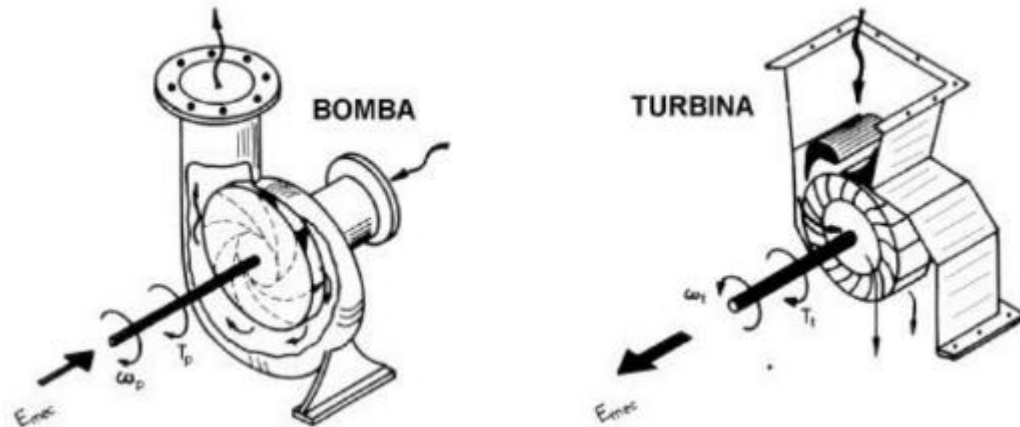
2.5 UTILIZACIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS COMO TURBINAS

Un estudio realizado por el centro de energía y transporte, del proyecto regional para la superación de la pobreza, **liderado por el programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo** “TECNOLOGÍAS EN LA ERRADICACIÓN DE LA POBREZA” de Chile, donde se analiza el uso de esta alternativa de generación eléctrica para regiones aisladas.

En los últimos años se han publicado diversos métodos de aproximación para predecir la performance del modo turbina de una bomba centrífuga; son de carácter empírico y teóricos. El objetivo principal es el de poder predecir la performance de la BUTUS a partir de datos hidrodinámicos como altura, caudal y eficiencia para su mejor punto de funcionamiento. Sin embargo, los métodos propuestos no han resultados muy confiables, dado que se han detectados errores en predecir la performance del modo turbina de bombas centrífugas, que oscilan entre un 20 por ciento y más.

La teoría hidrodinámica básica de aplicación es la misma para ambas máquinas; sin embargo, el comportamiento del fluido resulta diferente en algunos aspectos para el diseño de la bomba y la turbina. **Ver ilustración 2.**⁷

Ilustración 2. Teoría hidrodinámica a) Bomba centrífuga b) Turbina



Fuente: Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. (2016) p3.

2.6 CONSIDERACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA COMO TURBINA

Requerimientos en el diseño

Por lo general no se realizan cambios o modificaciones en el diseño cuando se va a utilizar una bomba como turbina; pero una vez realizada la selección debemos realizar una verificación del diseño de manera adecuada, dado que, durante la operación de la bomba como turbina, la altura y la potencia son por lo general más altas que las correspondientes a su operación como bomba. En base a lo expuesto se hace necesario una revisión del diseño poniendo un especial énfasis en los siguientes puntos:

- ✓ Cambiar el sentido de las roscas en los componentes del eje de modo que estos no puedan aflojarse (tuerca sujeta rotor, tapa de cojinetes, etc.).
- ✓ Chequear los límites de presión de la carcasa; para ello es necesario verificar que la presión de prueba de la carcasa no sea inferior a 1,50

⁷ Aguirre, E. – Castiblanco, D. Centro de Estudios en Tecnología Apropiada para Latinoamérica, programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo. casilla 197 Valparaíso, Chile. CETAL (1991) 8p.

veces la máxima presión de operación de la bomba como turbina. Para esta evaluación es recomendable evaluar el fenómeno de golpe de ariete que es frecuente que se haga presente durante el proceso de embalamiento del grupo. En caso de que esta verificación, de realizada, no verifica la carcasa se deberá cambiar el material de la carcasa, o eventualmente seleccionar alternativamente una nueva unidad con una velocidad de operación menor.

- ✓ Verificar que el eje pueda resistir el Torque ejercido en la operación como turbina.
- ✓ Evaluar el diseño adecuado para los cojinetes.

Regulación de la Velocidad de Rotación

Puesto que la bomba no posee ningún mecanismo de regulación del flujo (por ejemplo, distribuidor), debe esperarse una apreciable variación de la velocidad de rotación a menos que la carga permanezca constante. El cambio de velocidad en el modo turbina tiene dos fuentes principales las cuales se esquematizan en la siguiente figura **(ver ilustración 3)**.⁸

Ilustración 3. Fuentes que influyen en la variación de velocidad de la BUTUs



Fuente: Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. (2016) p7.

⁸ Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. Neuquén, Argentina: Universidad Nacional del Comahue. Edición propia (2016) p7-8.

2.7 ASPECTOS RELEVANTES DE LA BOMBA COMO TURBINA

Una bomba presenta las siguientes ventajas respecto a una turbina:

Económicas:

- Los fabricantes de Turbinas son pocos.
- El mercado de turbinas es pequeño comparado con el mercado que presentan las bombas centrífugas.
- Una turbina es más cara que una bomba standard, siempre comparando dimensiones semejantes.

Disponibilidad:

- La disponibilidad de una bomba centrífuga y sus partes de stock es más accesible que en el caso de turbinas; esto es más evidente cuando se trata de países en desarrollo.

Construcción:

- Las bombas centrífugas son de concepción robusta y simple y no requieren de un técnico altamente calificado para su mantenimiento; esto hace que la bomba centrífuga utilizada como turbina sea más apropiada para países en desarrollo que las relativamente sofisticadas turbinas.⁹

⁹ Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. Neuquén, Argentina: Universidad Nacional del Comahue. Edición propia (2016) p6.

3. METODOLOGÍA

La selección de la bomba y el desarrollo del proyecto se realizaron bajo el condicionamiento de un banco hidráulico existente con las siguientes características:

Tabla 3. Condiciones de sitio

Condiciones del sitio		
H sitio [m]	L tubería [m]	D tubería [in]
10	17	2

3.1 CÁLCULO CAUDAL

La pérdida de presión en la tubería se debe a la fricción y los accesorios que esta posea, varios autores consideran que estas pérdidas corresponden al 25 % de la altura geométrica del sistema hidráulico.

Ecuación 1. Pérdidas en tubería por fricción

$$\text{Pérdida en la tubería} = \frac{\text{pérdidas}}{\text{longitud tubería}} = \frac{0,25 H_s}{17} = 0,147 \text{ m} = \mathbf{0,48 \text{ ft}}$$

Ilustración 4. Pérdidas de cabeza por fricción en tubería de PVC clase 160

flow in US gpm	pipe size in inches									
	1"	1.25"	1.5"	2"	3"	4"	5"	6"	8"	10"
3	1.0	.3	.1							
4	1.7	.6	.2	.1						
5	2.5	.9	.4	.1						
10	9.2	3.1	1.3	.3						
15	19.5	6.6	2.7	.7	.1					
20	33.1	11.2	4.6	1.1	.2					
30	70.1	23.7	9.7	2.4	.3	.1				
40		40.3	16.6	4.1	.6	.1				
50		60.9	25.1	6.2	.9	.2	.1			
60		85.3	35.1	8.6	1.2	.3	.1			
70			46.7	11.5	1.6	.4	.1	.1		
80			59.8	14.7	2.0	.5	.2	.1		
90			74.3	18.3	2.5	.6	.2	.1		
100			90.3	22.2	3.1	.8	.3	.1		
150				47.1	6.5	1.6	.5	.2	.1	
200				80.2	11.1	2.7	.9	.4	.1	
250					16.8	4.1	1.4	.6	.1	
300					23.6	5.8	2.0	.8	.2	.1
400					40.1	9.9	3.3	1.4	.3	.1
500					60.7	14.9	5.0	2.1	.5	.2
600					85.0	20.9	7.1	2.9	.7	.2

Scott Davis. Microhydro: Clean power from water

Según la tabla para un diámetro de 2" y 0.48 de pérdidas el caudal es de 12,25 gpm o **0,001 m³/s**.

3.2 CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DE LA BOMBA-TURBINA

El procedimiento implementado para la selección de la bomba centrífuga se realizó bajo los parámetros contenidos en el artículo "Actividad experimental de prueba validando correlaciones para seleccionar bombas funcionando como turbinas en micro centrales hidroeléctricas" de los autores S. Barbarelli, M. Amelio, G. Florio y recomendado por la revista WORLD PUMPS MAGAZINE.¹⁰

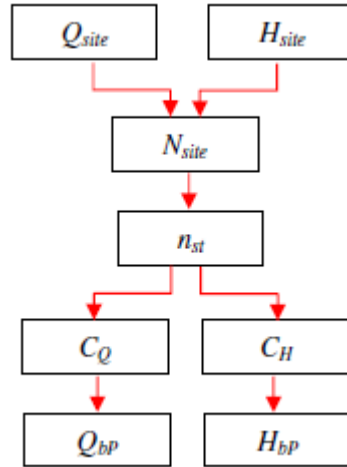
La metodología utilizada se compone de tres partes.

- La primera parte hace una elección preliminar de la bomba centrífuga para ser instalada como turbina en un sitio determinado. Para este propósito, dos correlaciones estadísticas basadas en la velocidad específica del PAT son desarrolladas por los factores de conversión C_H y C_Q .
- La segunda parte calcula las curvas de rendimiento de una PAT mediante polinomios ajustados a los datos de muestra disponibles.
- La tercera parte muestra cómo combinar las dos partes anteriores para seleccionando la bomba adecuada para el sitio elegido.

¹⁰ S. Barbarelli, M. Amelio, G. Florio. Experimental activity at test rig validating correlations to select pumps running as turbines in microhydro plants. En: ELSEVIER, marzo de 2017, entrega # 149, p (781-797).

Parte I: Correlaciones estadísticas y elección preliminar

Ilustración 5. Selección preliminar de la PAT



Fuente: S. Barbarelli, M. Amelio, G. Florio. Experimental activity at test rig validating correlations to select pumps running as turbines in microhydro plants, p788.

La selección de un adecuado PAT para un sitio determinado comienza a partir de dos factores de conversión que son:

C_Q es la relación entre la capacidad de la turbina y la de la bomba, en el mejor punto de eficiencia (BEP) y C_H es la relación de las dos cabezas, definida de manera similar.

Ecuación 2. Factores de conversión

$$C_Q = \frac{Q_{bT}}{Q_{bP}} \quad C_H = \frac{H_{bT}}{H_{bP}}$$

Conociendo los parámetros hidráulicos del sitio H_s y Q_s , se calcula la velocidad específica requerida por el sitio, definida como:

Ecuación 3. Velocidad específica de sitio

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q_s}}{H_s^{\frac{4}{3}}}$$

Este parámetro tiene que coincidir con la velocidad específica disponible de la PAT, definida como:


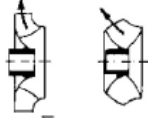

Ecuación 4. Velocidad específica disponible

$$n_{st} = \frac{n\sqrt{Q_{bT}}}{H_{bT}^{\frac{3}{4}}}$$

Para $n = 3450$, $N_s = 17,057 = n_{st}$

Ilustración 6. Descripción básica del diseño del impulsor de la bomba

Overview of basic impeller pump design [5].

Specific speed	Impeller	Maximum head (single stage)	Remarks
Radial flow n_s 10-50 (low specific speed)		About 200 m	Pump impeller designed for high pressure but relatively small flows
Mixed flow n_s 50-150 (medium specific speed)		About 36 m	Medium flow at medium head
Axial flow n_s 135-320 (high specific speed)		About 15 m	High flows at low head

Fuente: S. Barbarelli, M. Amelio, G. Florio. Experimental activity at test rig validating correlations to select pumps running as turbines in microhydro plants, p787.

Las siguientes correlaciones, cubren un rango de velocidad específico de 10 a 70:

$$C_H = -0,00003n_{st}^3 + 0,00331n_{st}^2 - 0,15047n_{st} + 3,68497 = \mathbf{1,93}$$

$$C_Q = 0,00026n_{st}^2 - 0,02302n_{st} + 1,88171 = \mathbf{1,56}$$

La instalación de una PAT necesita el conocimiento de los parámetros hidráulicos del sitio elegido, es decir, cabeza H_s y flujo Q_s . Estos parámetros permiten el cálculo de la velocidad específica N_s requerido por el sitio, que tiene que ser igualado por la velocidad específica disponible de PAT n_{st} , ya que Q_s será igual a Q_{bT} y H_s será igual a H_{bT} .

Al considerar que N_s será igual a n_{st} , se pueden calcular los dos factores de conversión C_Q y C_H .

En este punto, la cabeza y la capacidad de la bomba en BEP pueden ser calculadas mediante las siguientes ecuaciones:

$$Q_{bP} = \frac{Q_s}{C_Q} = 0,0005 \frac{m^3}{s} \qquad H_{bP} = \frac{H_s}{C_H} = 5,1745 m$$

Parte II: Cálculo de las curvas de rendimiento

Este modelo estadístico introduce polinomios basados en los parámetros adimensionales h , q y p obtenidos dividiendo cabeza (H_T), caudal (Q_T) y potencia (P_T) del PAT, para los correspondientes valores en BEP.

Ecuación 5. Parámetros adimensionales en el punto de mejor eficiencia

$$h = \frac{H_T}{H_{bT}} \qquad q = \frac{Q_T}{Q_{bT}} \qquad p = \frac{P_T}{P_{bT}}$$

Ecuación 6. Correlaciones entre parámetros adimensionales

$$h = 0,922q^2 - 0,406q + 0,483$$

$$p = 0,040q^3 - 1,185q^2 - 0,043q - 0,183$$

La eficiencia se obtiene mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 7. Eficiencia de la PAT

$$\eta = \frac{p}{hq} \eta_{maxt}$$

Donde el parámetro η_{maxt} es la máxima eficiencia de la PAT.

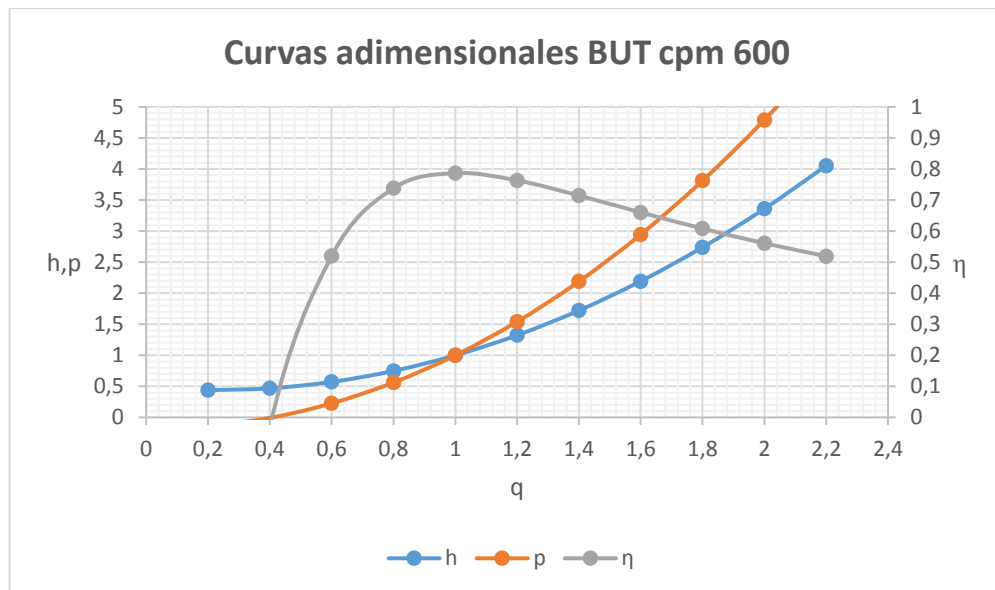
Ecuación 8. Máxima eficiencia de la PAT

$$\eta_{maxt} = -0,00037n_{st}^2 + 0,02952n_{st} + 0,24326 = 0,64$$

Tabla 4. Parámetros adimensionales

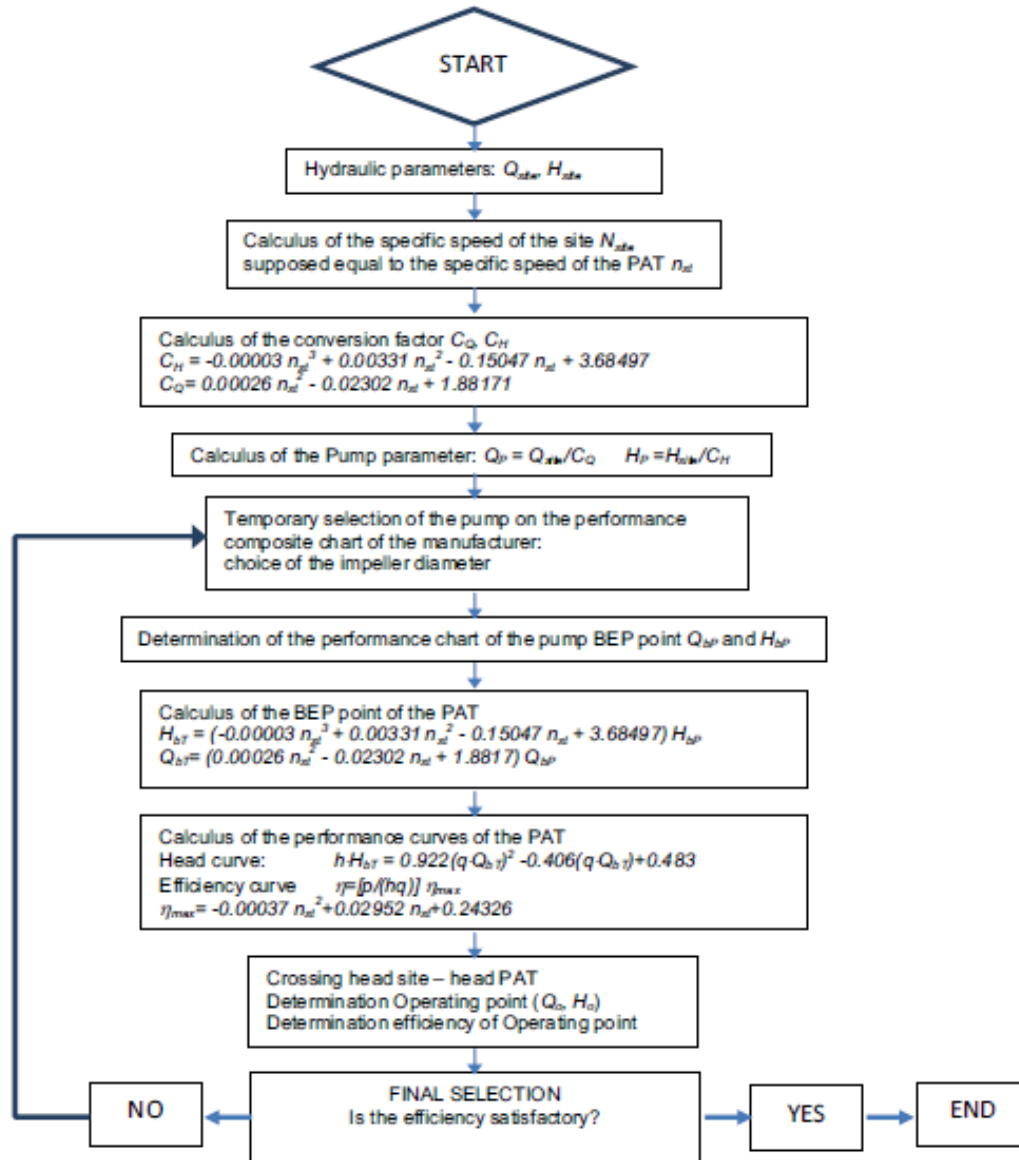
q	h	p	η
0,2	0,44	-0,14	-1,29
0,4	0,47	-0,01	-0,03
0,6	0,57	0,23	0,52
0,8	0,75	0,56	0,74
1,0	1,00	1,00	0,79
1,2	1,32	1,54	0,76
1,4	1,72	2,19	0,71
1,6	2,19	2,95	0,66
1,8	2,74	3,81	0,61
2,0	3,36	4,79	0,56
2,2	4,05	5,88	0,52

Ilustración 7. Curvas adimensionales BUT



Parte III: Selección definitiva

Ilustración 8. Procedimiento global



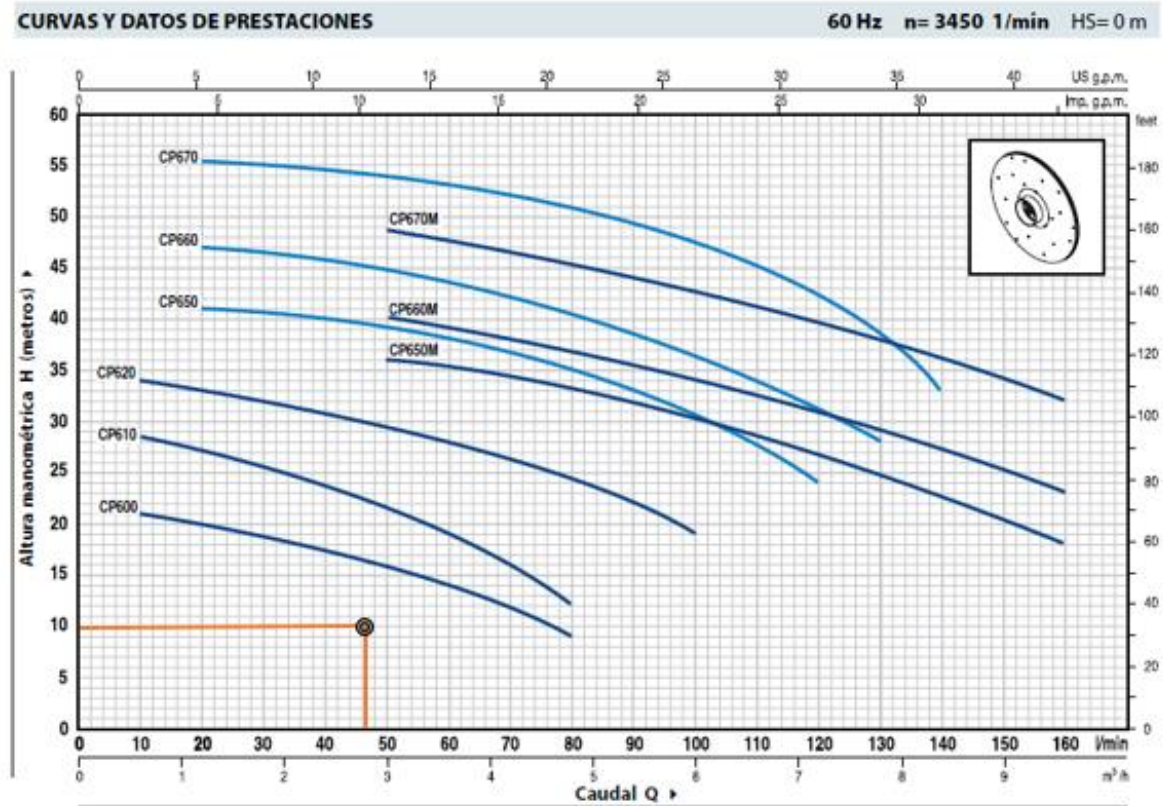
Fuente: S. Barbarelli, M. Amelio, G. Florio. Experimental activity at test rig validating correlations to select pumps running as turbines in microhydro plants, p794.

En este punto, la cabeza en BEP de la PAT (H_{bT}) y la tasa de flujo en BEP del PAT (Q_{bT}) se puede calcular aplicando las ecuaciones C_Q y C_H de manera inversa:

$$H_{bT} = C_H * H_{bP} = 10 \text{ m}$$

$$Q_{bT} = C_Q * Q_{bP} = 46,38 \text{ l/min}$$

Ilustración 9. Curvas de desempeño de electrobombas centrifugas CP Pedrollo



Fuente: catalogo electrobombas centrifugas CP Pedrollo p41.

Con los resultados obtenidos se seleccionó la bomba centrifuga PEDROLLO CPm 600 que cumple con las condiciones de sitio y presupuesto disponible para el desarrollo de este proyecto.

Ilustración 10. Tolerancia de las curvas de desempeño

MODELO		POTENCIA		Q	m³/h																		
Monofásica	Trifásica	kW	HP		0	0.6	1.2	1.8	2.4	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4	6.0	6.6	7.2	7.8	8.4	9.0	9.6		
				l/min	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160		
CPm 600	CP 600	0.37	0.50	H metros	22	21	20	18.5	17	15.5	14	12	9										
CPm 610	CP 610	0.60	0.85		30	28.5	27	25.5	23.5	21.5	19	16	12										
CPm 620	CP 620	0.75	1		35	34	33	31.5	30.5	29.5	28	26.5	24.5	22	19								
CPm 650	CP 650	1.1	1.5		42	41.5	41	40.5	39.5	39	38	36.5	35	33	30	27	24						
CPm 660	CP 660	1.5	2		48	47.5	47	46.5	46	45	43.5	42	40.5	38.5	36	33.5	31	28					
CPm 670	CP 670	2.2	3		57	56.5	55.5	55	54	53.5	53	52	50.5	49.5	47	45	42.5	38	33				
CPm 650M	CP 650M	1.1	1.5		39	38.5	38	37	36.5	36	35	34	33	32	30	28.5	26.5	24.5	22.5	20	18		
CPm 660M	CP 660M	1.5	2		43	42.5	42	41	40.5	40	39	37.5	36.5	35	34	32.5	31	29	27	25	23		
CPm 670M	CP 670M	2.2	3		51	50.5	50.5	50	49.5	48.5	47.5	46.5	45	44	42.5	41	39.5	37.5	36	34	32		

Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO 9906 Grade 3.

Fuente: catalogo electrobombas centrifugas CP Pedrollo p41.

3.3 BANCO DE MICRO GENERACION HIDRAULICA

El sistema de micro generación hidráulica se encuentra ubicado en la periferia del Centro de Desarrollo Tecnológico (CDT) perteneciente a la Universidad Pontificia Bolivariana sede Bucaramanga y se construyó sobre la base de un banco de turbinas existente, al que se le realizaron algunas modificaciones que permitieron el desarrollo de este proyecto.



3.4 COMPONENTES DEL BANCO DE MICRO GENERACIÓN HIDRÁULICA



Tanque Eternit para almacenamiento de agua con capacidad de 2000 Litros. Medidas Tanque: ancho 1520 mm x Alto 1550 mm.





Válvula de bola de 4" en PVC lisa de manija bloqueable. Presión 1000 WOG, temperatura -40 ~ 180°C.



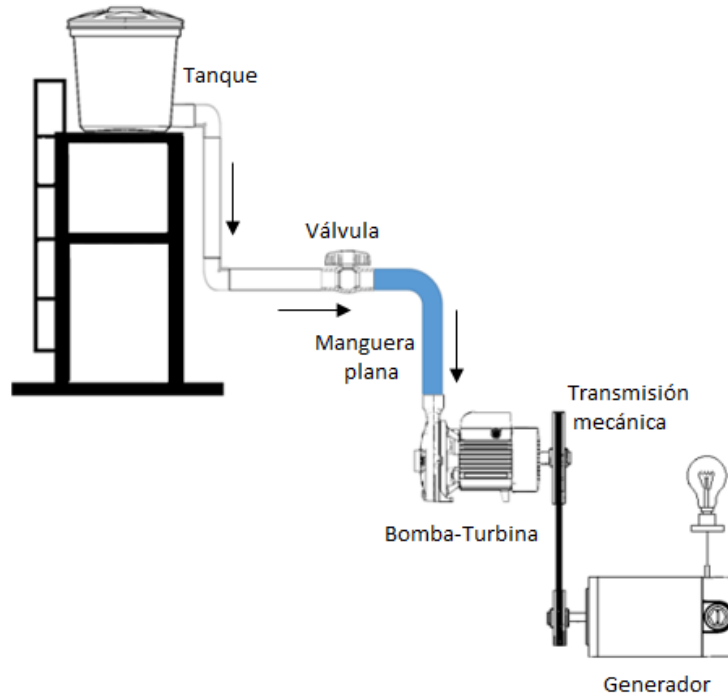
Manguera Plana de PVC de 1 ½" para descarga general de agua. Provee una baja pérdida por fricción, ligera, fácil de manejar, reducen el envejecimiento y daños causados por el clima.



Electrobomba centrífuga de 0.5 HP. Marca PEDROLLO. Bajo consumo de energía 5.5 A a 110 V. Altura Máxima 21 m. Caudal Máximo 80 l/min.

	
<p>Motor de corriente continua de imanes permanentes Serie 42A Modelo 4037 de 1/3 HP, 2.3 A a 130 V, 2500 RPM.</p>	<p>Transmisión mecánica con correa trapezoidal tipo 5V (5/8´´)</p>

3.5 MONTAJE CON TRANSMISIÓN DE POTENCIA

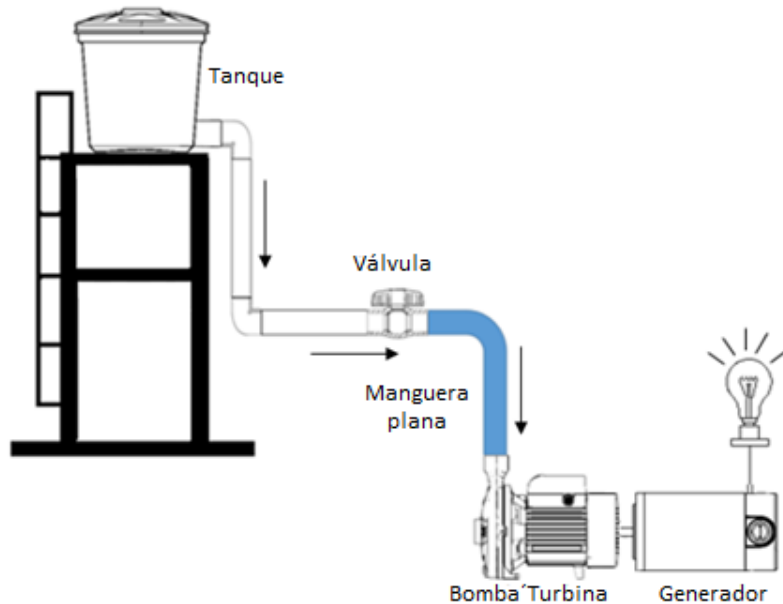




Este tipo de montaje se realizó como primera medida para aprovechar la transmisión por correa de la turbina Pelton que tiene el banco existente, la ubicación de la bomba centrífuga se decidió que fuera en ese punto para que su eje coincidiera con el agujero del volante.

De esta forma la transmisión de potencia sería aprovechada para cualquiera de los dos mecanismos de generación hidráulica, ya sea la turbina Pelton o la bomba-turbina con solo hacer un cambio en la dirección del volante.

3.6 MONTAJE CON CONEXIÓN DIRECTA AL GENERADOR



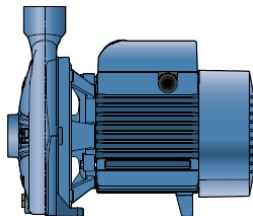


Los resultados obtenidos en la configuración inicial no fueron los esperados, la fuerza provista por la caída de agua hacia la bomba no fue lo suficientemente fuerte para vencer la inercia del volante.

Ante esta circunstancia se opta por descartar este tipo de montaje y se decide que la unión de la bomba con el generador se haga de forma directa, por consiguiente, se logra la generación y se procede a realiza las pruebas necesarias para evaluar el desempeño de la bomba operando como turbina.

El elemento de prueba para el desarrollo de este proyecto es la bomba centrífuga que operara como turbina, a continuación, se describen las características de funcionamiento de este equipo que serán tenidas en cuenta para el estudio y su respectivo método de medición.

Tabla 5. Métodos de medición de variables



Variable	Método de medición
Caudal	Volumétricamente
Velocidad angular	Tacómetro digital
Potencial eléctrico	Multímetro

4. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los valores de los datos experimentales medidos se obtienen tras la verificación del correcto funcionamiento del sistema hidráulico. El orden de las pruebas realizadas fue planificado de manera que el sistema tuviera acceso y variación manual para analizar el comportamiento del conjunto bajo diferentes parámetros de trabajo.

Se realizó una toma de datos significativa sobre los datos de principal interés que fueron el caudal y las rpm, ya que sobre estos se deriva el resto de variables medibles, con el fin de promediar los diferentes valores y buscar una mayor exactitud en el análisis y en los resultados entregados por el proceso.

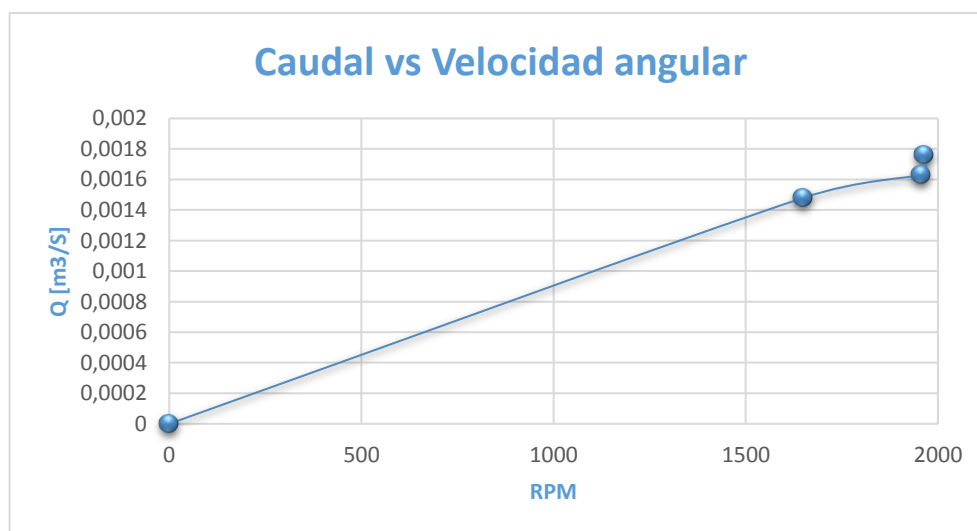
La medición de las variables de nuestro interés, se realizaron sin carga y con carga (bombillo 120[V] – 70[W]). La tabulación de los datos nos permitió realizar un análisis y calcular otras variables importantes en nuestra investigación.

4.1 TABULACIÓN DE DATOS Y GRÁFICAS DE PRUEBAS SIN CARGA

Tabla 6. Promedio de datos prueba sin carga

Prueba sin carga		
Válvula	Q [m ³ /s]	Rpm
0	0	0
30	0,00148	1650
60	0,00163	1957
90	0,00176	1964

Ilustración 11. Caudal vs Rpm sin carga



La variable más importante por medir fue la velocidad angular, los datos y el comportamiento de la gráfica muestran que fue creciente a medida que aumentaba el caudal proporcionado hasta donde lo permitió la capacidad del sistema. Nótese que la variación entre las rpm con apertura de válvula de 60° a 90° no fue tan significativa; por lo que se deduce que, en ese rango, el proceso fue llevado a cabo cerca al punto de mejor eficiencia.

Ecuación 9. Potencia Hidráulica

$$POTh = \gamma \times Q \times Hn$$

Donde γ = peso específico del fluido (agua). 9780 [N/m³] [14]

Q = caudal

Hn = altura geométrica del fluido (agua).

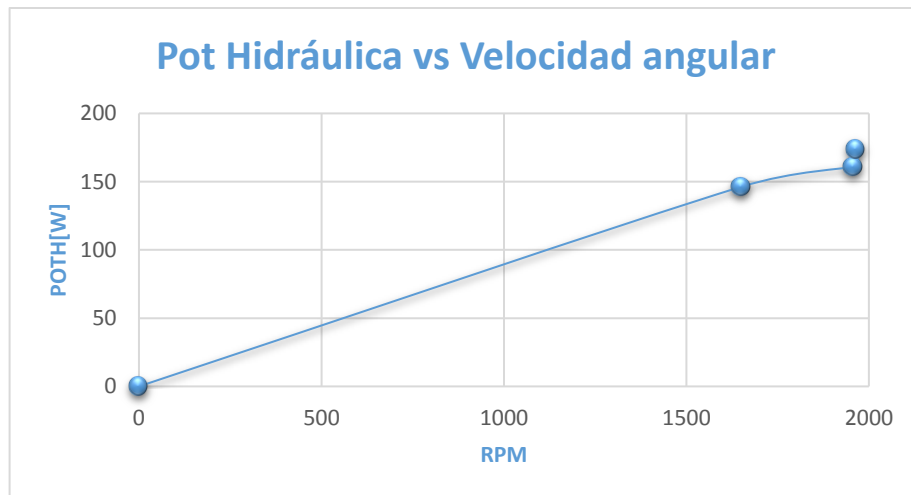
Cálculo ejemplo 1.

$$POTh = 9780[N/m^3] \times 0,00176[m^3/s] \times 10[m] = 172,128[W]$$

Tabla 7. Potencia hidráulica prueba sin carga

Prueba sin carga			
Válvula	Q [m ³ /s]	Rpm	POTh [W]
0	0	0	0
30	0,00148	1650	144,744
60	0,00163	1957	159,414
90	0,00176	1964	172,128

Ilustración 12. Potencia hidráulica vs rpm sin carga

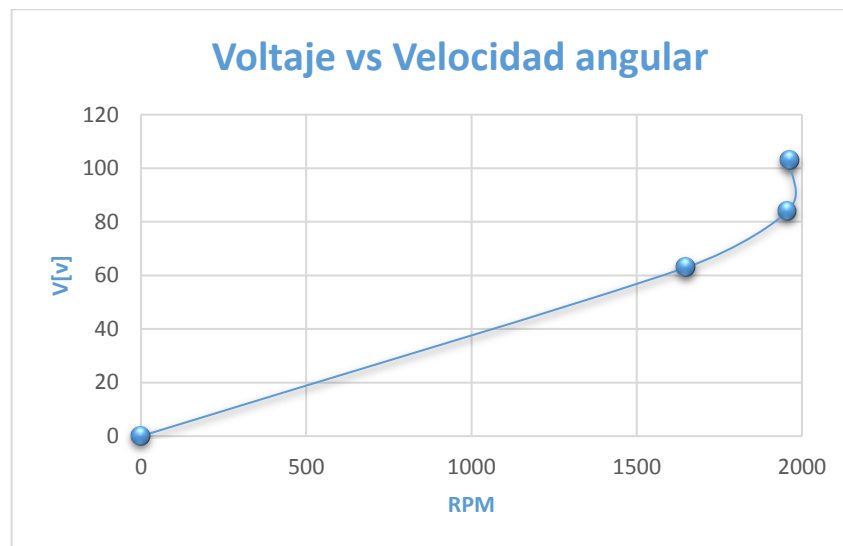


La potencia hidráulica vs rpm tiene el mismo comportamiento que la anterior gráfica, ya que como muestra la **ecuación 9**, maneja dos constantes y es directamente proporcional al caudal.

Tabla 8. Voltaje prueba sin carga

Prueba sin carga			
Válvula	Q [m ³ /s]	Rpm	Voltaje [V]
0	0	0	0
30	0,00148	1650	63
60	0,00163	1957	84
90	0,00176	1964	103

Tabla 9. Voltaje vs rpm sin carga



Esta última gráfica muestra la relación existente entre las rpm y el desempeño del generador eléctrico acoplado a la bomba – turbina.

4.2 TABULACIÓN DE DATOS Y GRÁFICAS DE PRUEBAS CON CARGA

Mediante la aplicación de las **ecuaciones 10 y 11** es posible calcular las demás variables que ayudan a interpretar y a comparar el rendimiento de la bomba turbina obtenido en el proceso.

Ecuación 10. Potencia Eléctrica

$$POTe = V \times I$$

Donde V= voltaje.

I= corriente

Ecuación 11. Eficiencia Hidráulica en Turbo Máquinas

$$\eta = \frac{POTe}{POTh}$$

Cálculo ejemplo 2.

$$POTh = 9780[N/m^3] \times 0,0008[m^3/s] \times 10[m] = \mathbf{78,24[W]}$$

$$POTe = 30[V] \times 1,5[A] = \mathbf{45 [W]}$$

$$\eta = \frac{45[W]}{78,24[W]} = \mathbf{0,5751}$$

Tabla 10. Datos y resultados prueba con carga

Prueba con carga (Bombillo 120V 70W)							
Válvula	Q [m³/s]	Rpm	POTh [W]	Voltaje [V]	Corriente [A]	POTe [W]	η
0	0	0	0	0	1,1	0	0
30	0,00047	522,3	45,97	6	1	6	0,1305
60	0,0007	845	68,46	27	1	27	0,3943
90	0,0008	890	78,24	30	1,5	45	0,5751

Ilustración 13. Caudal vs rpm con carga

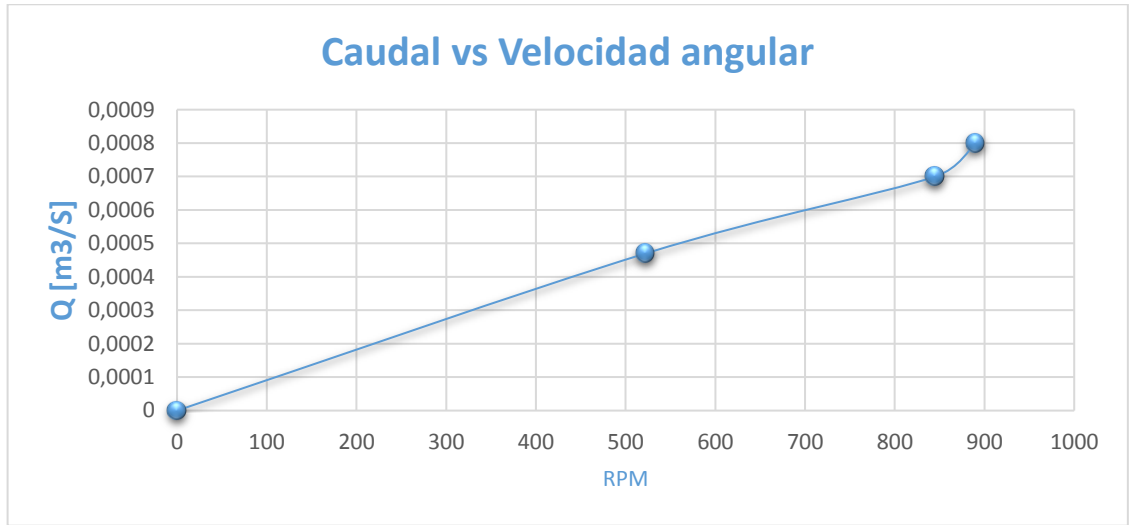
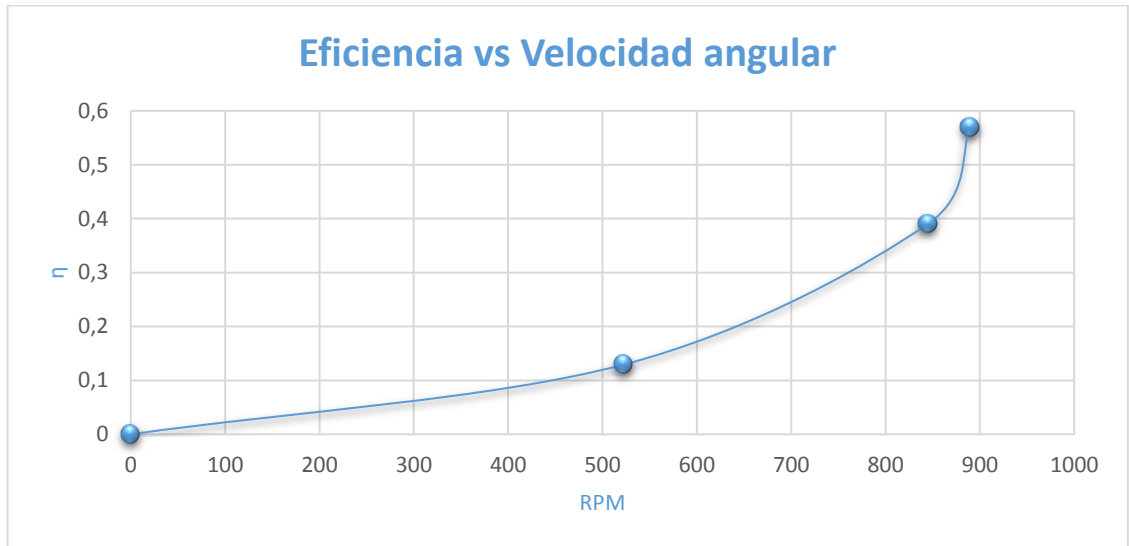


Ilustración 14. Eficiencia vs rpm con carga



El trabajo realizado y la adquisición de estos datos nos ayuda a alcanzar algunos de nuestros objetivos específicos, el trabajo posterior consistirá en evaluar y comparar el éxito de los resultados obtenidos con las expectativas iniciales, concluir y buscar posibles sugerencias. Tras haber obtenido el valor experimental de la máxima eficiencia arrojada por el sistema hidráulico, se hará una breve comparación de componentes diseñados con el mismo objeto bajo condiciones similares de trabajo; con datos mostrados en las tablas 11 y 12.

4.3 EFICIENCIA BOMBA-TURBINA VS EFICIENCIA TURBINA TURGO

Tabla 11. Datos y resultados para turbina Turgo del banco hidráulico de la Universidad Pontificia Bolivariana (UPB) seccional Bucaramanga ubicada en el Centro de Desarrollo Tecnológico (CDT).

Posición de válvula	Velocidad (RPM)	Voltaje (voltios)	Corriente (Amperios)	Potencia Eléctrica (watts)	Presión (Pa)	Caudal (m ³ /s)	Potencia Hidráulica (watts)	Eficiencia
1	0	0	0	0	48263,3	0	0	0
2	96	4	0,2	0,8	46884,3	0,00168	78,76	0,109
3	220	20	0,9	18	37921,2	0,00366	138,79	0,129
4	343	32	1,1	35,2	31026,4	0,0038	117,9	0,298
5	725	47	1,8	84,6	25510,6	0,00505	128,82	0,656

Fuente: Dulcey, J. Roa, E. (2017) Datos de velocidad, voltaje, corriente, potencia eléctrica, presión, caudal, potencia hidráulica y eficiencia para turbina Turgo. [tabla].

Si: 0,6560 → 100%
0,5751 → X%

$$\text{Entonces: } X = \frac{0,5751 \times 100\%}{0,656} = 87,67\%$$

Comparando en los puntos de mejor eficiencia respectivamente, se calcula que **el sistema bomba-turbina tuvo una eficiencia equivalente al 87,67% del valor alcanzado por la Turbina Turgo**, es decir, la eficiencia del sistema Bomba-Turbina fue 12,33% menor.

4.4 EFICIENCIA BOMBA-TURBINA VS EFICIENCIA TURBINA PELTON

Tabla 12. Datos y resultados para turbina Pelton del banco hidráulico de la Universidad Pontificia Bolivariana (UPB) seccional Bucaramanga ubicada en el Centro de Desarrollo Tecnológico (CDT).

Posición de válvula	Velocidad (RPM)	Voltaje (voltios)	Corriente (Amperios)	Potencia Eléctrica (watts)	Presión (Pa)	Caudal (m ³ /s)	Potencia Hidráulica (watts)	Eficiencia
1	0	0	0	0	23500	0	0	0
2	60	7	0,1	0,7	21000	0,00135	28,35	0,0247
3	72	9	0,14	1,26	17000	0,00145	24,65	0,0511
4	78	10	0,18	1,8	14000	0,00178	24,92	0,0722
5	82	11	0,19	2,09	10000	0,0019	19	0,11

Fuente: Dulcey, J. Roa, E. (2017) Datos de velocidad, voltaje, corriente, potencia eléctrica, presión, caudal, potencia hidráulica y eficiencia para turbina Pelton. [tabla].

$$\begin{aligned} \text{Si: } 0,5751 &\longrightarrow 100\% \\ 0,1100 &\longrightarrow X\% \end{aligned}$$

$$\text{Entonces: } X = \frac{0,1100 \times 100\%}{0,5751} = 19,13\%$$

Comparando en los puntos de mejor eficiencia respectivamente, se calcula que **el sistema Turbina Pelton tuvo una eficiencia equivalente al 19,13% del valor alcanzado por la Bomba-Turbina**, es decir, la eficiencia del sistema Bomba-Turbina fue 81,87% mayor.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se diseñó un sistema de micro generación hidráulica, calculando la Bomba como Turbina de acuerdo con las condiciones en las cuales se adaptó.
 - Se acondicionó un banco de micro generación hidráulica existente en la Universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga, instalando el sistema Bomba-Turbina, obteniendo como resultado un banco general de turbinas con el fin de mejorar la interacción de los estudiantes del curso de Máquinas Hidráulicas y complementar su experiencia académica.
 - Se logró medir en el sistema Bomba-Turbina las variables de interés y calcular en las mejores condiciones de operación una eficiencia bastante aceptable del 57,51% comparable con el 65,60% obtenido en la turbina Turgo.
 - Se logró medir en el sistema Bomba-Turbina las variables de interés y calcular en las mejores condiciones de operación una eficiencia bastante aceptable del 57,51% mucho mayor respecto al 11,00% obtenido en la turbina Pelton.
-
- Las limitaciones presupuestales, conllevaron a una selección de bomba centrífuga que cumplió con las características requeridas pero que no era la más óptima, se sugiere la selección de una bomba con una geometría de impeller que favorezca la instalación de un volante transmisor de potencia que refleje finalmente una mayor cantidad de rpm.
 - Se sugiere realizar una adecuación del banco hidráulico dentro de una de las aulas del Centro de Desarrollo Tecnológico, con el fin de proteger los elementos del posible daño ocasionado por las condiciones climáticas y garantizar su uso bajo cualquier circunstancia.
 - Se sugiere si el presupuesto así lo permitiera, utilizar la bomba centrífuga Pedrollo CPM600 que se usó en el proyecto para cerrar el sistema de retorno al tanque de alimentación y la adquisición de una nueva bomba con mayor superficie de contacto en el impeller para ser instalada en el banco como Bomba-Turbina y obtener mejores resultados.

BIBLIOGRAFÍA

- Hernández Arroyo, Emil. Máquinas Hidráulicas tomo Turbinas Hidráulicas. Bucaramanga, Colombia: Universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga. 2013 p85. ISBN 978-958-8506-34-0
- Audisio, Orlando A. BOMBAS UTILIZADAS COMO TURBINAS. Neuquén, Argentina: Universidad Nacional del Comahue. Buenos Aires, Argentina. PEQUEÑAS CENTRALES HIDRAULICAS. (2016) http://cedecap.org.pe/uploads/biblioteca/50bib_arch.pdf.
- Davis, Scott. Microhydro: Clean Power from Water. Victoria, British Columbia, Canadá. 2003. 176p. ISBN 1550923986, 9781550923988.
- Giugni, M. Experimental characterization of two Pumps as Turbines for hydropower generation. Nápoles, Italia (2016): journal homepage: www.elsevier.com. http://ac.els-cdn.com/S0960148116305754/1-s2.0-S0960148116305754-main.pdf?_tid=b40caf16-770a-11e7-9ed2-0000aab0f6c&acdnat=1501627532_d71faa22ea57845c8f209e771400947d
- Montaña, E. Diferencias entre una bomba centrífuga y una turbina. Lima, Perú (2014) :edu1000. <https://emprenderperu.wordpress.com/2014/02/24/diferencia-entre-bomba-hidraulica-y-turbina-hidraulica/>
- Álvarez, V.L. Molinos con bombas como turbinas. México (2009):. <http://es.scribd.com/doc/13395236/Molinos-con-bombas-como-turbinas#scribd>.
- Aguirre, E. – Castiblanco, D. Contacto CETAL Centro de Estudios en Tecnología Apropriada para Latinoamérica, programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo. casilla 197 Valparaíso, Chile (1991).
- Dulcey, Joan Sebastian. Roa, Edson Adolfo. (2017), IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA TRES TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS, LH – 1000, TURGO, PELTON, Trabajo de grado ingeniero

mecánico, Bucaramanga, Universidad Pontificia Bolivariana seccional Bucaramanga, 2017, 60p.

- Alarcón Ramírez, Jorge Eliécer. Sandoval Delgado, Jaime Arley. Ensayo y estudio de una Turbina Pelton. Ingeniero Mecánico. Bucaramanga, Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Bucaramanga, 2008, 161p.

ANEXOS

Anexo 1. Electrobombas Centrifugas Pedrollo

CP

Electrobombas centrifugas



CAMPO DE PRESTACIONES

- Caudal hasta 160 l/min (0,6 m³/h)
- Altura manométrica hasta 57 m

LIMITES DE UTILIZO

- Altura de aspiración manométrica hasta 7 m
- Temperatura del líquido de -10 °C hasta +90 °C
- Temperatura ambiente hasta +40 °C
- Presión máx. en el cuerpo de la bomba:
 - 6 bar para CP 600-610-620
 - 10 bar para CP 650-660-670-650M-660M-670M
- Funcionamiento continuo S1

EJECUCION Y NORMAS DE SEGURIDAD

EN 60335-1
IEC 60335-1
CEI 61-150

EN 60034-1
IEC 60034-1
CEI 2-3



CERTIFICACIONES

COMPANY WITH MANAGEMENT SYSTEM
CERTIFIED BY DNV
ISO 9001: QUALITY
ISO 14001: ENVIRONMENT AND SAFETY

UTILIZOS E INSTALACIONES

Son recomendadas para bombear agua limpia, sin partículas abrasivas y líquidos químicamente no agresivos con los materiales que constituyen la bomba.

Por su confiabilidad y simplicidad encuentran un amplio utilizzo en el sector doméstico y civil, particularmente para la distribución del agua acopladas a pequeños o medianos tanques autoclaves, para el riego o para la irrigación de huertos o jardines.

La instalación se debe realizar en lugares cerrados o protegidos de la intemperia.

PATENTES - MARCAS - MODELOS

- Modelo comunitario registrado n° 002098434

EJECUCION BAJO PEDIDO

- Electrobomba con rodete en tecnopolimero (CP600X, CP610X, CP620X)
- Sello mecánico especial
- Otros voltajes
- Protección IP X5 para CP 650-660-670-650M-660M-670M

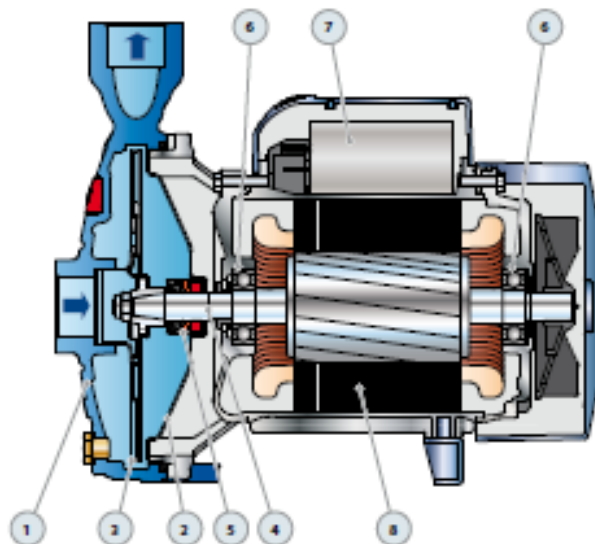
GARANTIA

2 años según nuestras condiciones generales de venta

Anexo 2. Componentes Electrobombas Centrifugas Pedrollo

CP

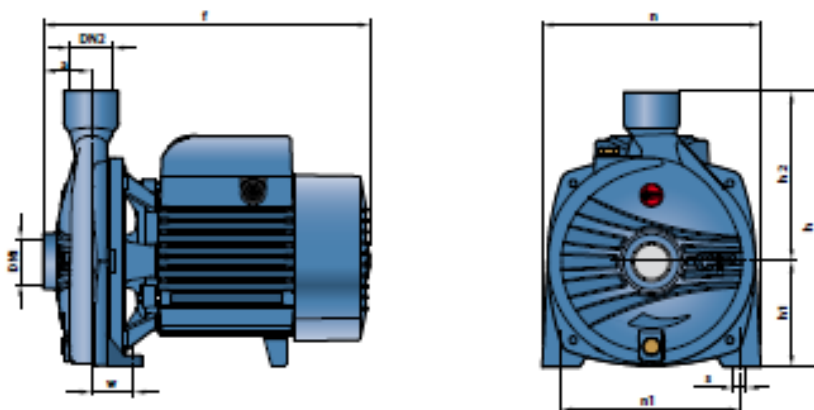
POS. COMPONENTE	CARACTERISTICAS CONSTRUCTIVAS					
1 CUERPO BOMBA	Hierro fundido, con bocas roscadas ISO 228/1					
2 TAPA	Acero Inoxidable AISI 304 (en hierro para CP 650-660-670-650M-660M-670M)					
3 RODETE	Acero Inoxidable AISI 304					
4 EJE MOTOR	Acero Inoxidable EN 10085-3 - 1.4104					
5 SELLO MECANICO	Electrobomba	Señlo	Eje	Materiales		
	Modelo	Modelo	Diámetro	Anillo fijo	Anillo móvil	Elastómero
	CP 600-610	AR-12	Ø 12 mm	Cerámica	Grafito	NBR
	CP 620	AR-14	Ø 14 mm	Cerámica	Grafito	NBR
	CP 650-660-670 CP 650M-660M-670M	FN-18	Ø 18 mm	Grafito	Cerámica	NBR
6 RODAMIENTOS	Electrobomba	Modelo				
	CP 600-610	6201 ZZ / 6201 ZZ				
	CP 620	6203 ZZ / 6203 ZZ				
	CP 650-660-670	6204 ZZ / 6204 ZZ				
	CP 650M-660M-670M	6204 ZZ / 6204 ZZ				
7 CONDENSADOR	Electrobomba	Capacidad				
	Monofásica	(220 V)	(110 V e 115 V e 127 V)			
	CPm 600	10 µF 450 VL	25 µF 250 VL			
	CPm 610	14 µF 450 VL	25 µF 250 VL			
	CPm 620	20 µF 450 VL	60 µF 300 VL			
	CPm 650-650M	25 µF 450 VL	60 µF 250 VL			
	CPm 660-660M	31.5 µF 450 VL	60 µF 250 VL			
	CPm 670-670M	50 µF 450 VL	80 µF 250 VL			
8 MOTOR ELECTRICO	CPm: monofásica 220 V - 60 Hz con protección térmica incorporada en el bobinado. CP: trifásica 220/380 V - 60 Hz o 220/440 V - 60 Hz. = Las bombas con motores trifásicos son de alto rendimiento en clase IE2 (IEC 60034-30) - Aislamiento: clase F. - Protección: IP X4.					



Anexo 3. Características Bombas Centrifugas Pedrollo



DIMENSIONES Y PESOS



MODELO		BOCAS		DIMENSIONES mm										kg	
Monofásica	Trifásica	DN1	DN2	a	F	h	h1	h2	n	n1	w	a	1-	3-	
CPm 600	CP 600	1"	1"	42	253	205	82	123	165	135	41	10	6.9	7.1	
CPm 610	CP 610				285	240	92	148	190	160	38		8.3	8.0	
CPm 620	CP 620			11.5	10.5										
CPm 650 - 650M	CP 650 - 650M	1½"	1"	51	367	260	110	150	206	165	44.5	11	17.8	17.2	
CPm 660 - 660M	CP 660 - 660M				18.9	17.9									
CPm 670 - 670M	CP 670 - 670M				20.7	20.1									

CONSUMO EN AMPERIOS

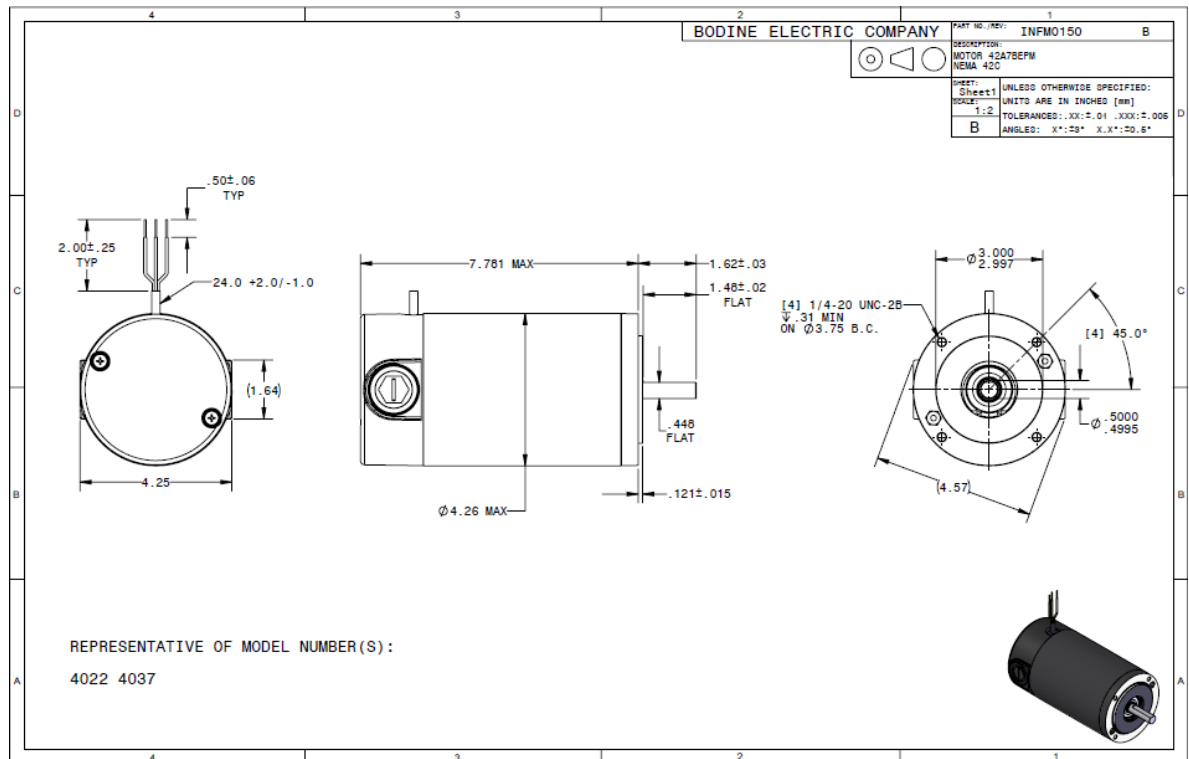
MODELO	TENSION (monofásica)			MODELO	TENSION (trifásica)				
	220 V	110 V	127 V		220 V	380 V	660 V	220 V	440 V
CPm 600	2.7 A	5.5 A	5.2 A	CP 600	1.8 A	1.0 A	0.6 A	2.0 A	1.2 A
CPm 610	4.0 A	8.0 A	7.6 A	CP 610	2.8 A	1.6 A	0.9 A	2.6 A	1.5 A
CPm 620	6.0 A	12.0 A	11.5 A	CP 620	4.2 A	2.4 A	1.4 A	4.4 A	2.5 A
CPm 650 - 650M	8.8 A	17.6 A	16.7 A	CP 650 - 650M	5.3 A	3.1 A	1.8 A	5.6 A	3.1 A
CPm 660 - 660M	9.7 A	19.4 A	18.4 A	CP 660 - 660M	6.7 A	3.9 A	2.3 A	6.4 A	4.1 A
CPm 670	13.2 A	26.4 A	25.0 A	CP 670	10.4 A	6.0 A	3.5 A	9.7 A	5.2 A
CPm 670M	12.0 A	24.0 A	22.8 A	CP 670M	9.0 A	5.2 A	3.0 A	8.8 A	5.0 A

PALETIZADO

MODELO		PARA GRUPAJE				PARA CONTAINER			
Monofásica	Trifásica	n° bombas	H (mm)	1-	3-	n° bombas	H (mm)	1-	3-
CPm 600	CP 600	105	1280	712	763	189	2190	1321	1359
CPm 610	CP 610	105	1265	889	857	189	2165	1586	1529
CPm 620	CP 620	70	1440	822	752	112	2220	1305	1193
CPm 650 - 650M	CP 650 - 650M	50	1550	907	877	70	2114	1263	1221
CPm 660 - 660M	CP 660 - 660M	50	1550	962	912	70	2114	1340	1270
CPm 670 - 670M	CP 670 - 670M	50	1550	1052	1022	70	2114	1466	1424

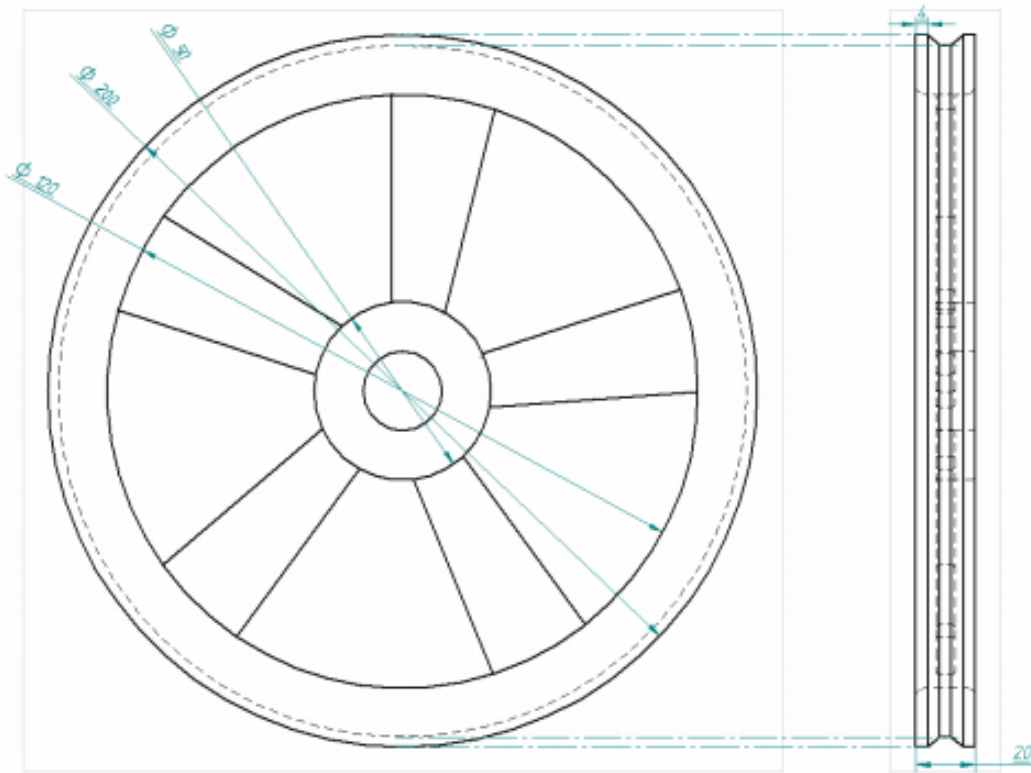


Anexo 4. Motor de corriente continua de imanes Serie 42A Modelo 4037



Fuente: Bodine Electric Company. 42A Series Permanent Magnet DC Motor Model 4037. PMDC gearmotors, motors and controls [en línea], revisado 12 de noviembre de 2017. Disponible en internet: <http://www.bodine-electric.com/Asp/ProductModel.asp?Context=12&Name=42A+Series+Permanent+Magnet+DC+Motor&Model=4037>.

Anexo 5. Dimensiones Volante



ESCALA 2:1

Medidas en milímetros

Fuente: Alarcón Ramírez, Jorge Eliécer. Sandoval Delgado, Jaime Arley. Ensayo y estudio de una Turbina Pelton. Ingeniero Mecánico. Bucaramanga, Universidad Pontificia Bolivariana Seccional Bucaramanga, 2008, p 116.