

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA HIDRÁULICA Y MEDIO AMBIENTE

PROGRAMA DE DOCTORADO EN INGENIERÍA DEL AGUA Y MEDIO AMBIENTE



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Ph. D. TESIS

**METODOLOGÍA DE ANÁLISIS PARA LA MEJORA DE LA PREDICCIÓN DE LAS
CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBAS TRABAJANDO COMO TURBINA
OPERANDO A VELOCIDAD VARIABLE**

AUTOR

FRANK ALEX PLUA AGUIRRE

DIRECTORES DE TESIS

Dra. PETRA AMPARO LÓPEZ JIMÉNEZ
Dr. MODESTO PÉREZ SÁNCHEZ

Valencia, España
Diciembre de 2023

Esta página se dejó intencionalmente en blanco

“Al Señor quiero cantar toda mi vida, salmodiar para mi Dios mientras yo exista. Ojalá que le agraden mis palabras, yo encuentro mi alegría sólo en El”.

Salmo 104, 33-34

Agradecimientos

A ti Padre mío, por ser TODO en mi vida.

A Patty, Esteban, Ignacio, Elisa: Ustedes me inspiran a diario, los amo con todo lo que soy.

A mi Papito Franklin, a mi madre Lolita, a Paul, Erick, Poly, Carlitos, Tanny, Anny, Kiki, Salvito, Josué, Xavi, Marcelo, Evita, Sandy, Efra, Josh, Amanda y Maty...mi familia amada!!

A mis queridos tutores: Modesto y Amparo. Realmente este logro es gracias a su loable labor de verdaderos profesores, guías, motivadores y gestores. ¡¡Son los mejores profesores del mundo mundial!! Es imposible haber conseguido este título si Dios no les hubiera puesto en mi camino. Su trabajo es admirable y como yo también soy profesor, trato de imitar lo que ustedes han sido y han sembrado en mí. No me alcanzará la vida para agradecerles.

A Víctor Hugo Hidalgo, Stalyn Simbaña, Francisco Javier Sánchez Romero, Víctor Aguilar y Jacky Gómez, por toda su ayuda en la elaboración de este trabajo. Gracias Totales. A mis queridos maestros Ricardo Buitrón y Fernando Jara por formarme en esta hermosa profesión.

Y a toda la gente que me acompaña a diario y que hacen que esta vida sea hermosa: Comunidad Pentecostés, banda Lightning, equipo de futbol Gladiador, amigos PG, a mis compañeros profesores, a los compañeros queridos de Caminosca, a mis amados alumnos, a los amigos del tennis, a los amigos futbolistas del CAQ, a mi Ecuador del alma y a la persona que más admiro el mashi Rafael.....

Resumen

La disponibilidad de recursos hídricos a nivel mundial ha disminuido significativamente. Entre los principales agentes que han provocado esta situación se encuentran el cambio climático, la contaminación ambiental, las actividades humanas y las fallas en las estructuras hidráulicas, entre otros. Cada vez es más complicado acceder a fuentes apropiadas que cumplan con la calidad y cantidad del recurso. A pesar de ello, la pérdida de agua debida a fugas en sistemas de distribución presurizados todavía maneja valores considerables, con pérdidas significativas a nivel mundial. Teniendo en cuenta que la necesidad de agua es cada vez mayor, se deben implementar proyectos sostenibles que permitan optimizar al máximo la disponibilidad y el uso del recurso. Una alternativa es el uso de PATs, sin embargo no se cuenta con la información de curvas características para implantarlas efectivamente en los diferentes proyectos.

El objetivo principal de esta tesis es desarrollar una propuesta metodológica, que permita estimar las curvas características de las bombas que trabajan como turbinas (PATs) a partir del número específico de la máquina y en función de la velocidad de giro, desarrollando las leyes modificadas de semejanza.

El cumplimiento de los objetivos de esta tesis es a través de la elaboración de tres artículos publicados, que permitieron: (i) Realizar la contextualización respecto al estado del arte en *PATs* con énfasis en las metodologías de obtención de la predicción del comportamiento en las mismas tales como la realización de modelos numéricos con *CFDs*; (ii) Proponer una nueva estrategia para desarrollar un modelo matemático para bombas que funcionan como turbinas (*PATs*), considerando las leyes de afinidad modificadas; (iii) Ejecutar la modelación numérica a través del paquete de código libre *OpenFOAM* de una bomba que trabaja como turbina y, (iv) Validar los resultados, tanto de la aplicación de las nuevas expresiones y de la modelación numérica, a través de la comparación con resultados experimentales obtenidos de los ensayos realizados a una *PATs*.

En el Artículo 1, que corresponde a la Fase de Contextualización, se realizó una investigación en la literatura técnica sobre *PATs*: Características, aplicaciones y diferentes estrategias utilizadas para comprender el comportamiento del flujo. Dentro de estas estrategias, se encuentra la simulación numérica del fenómeno con paquetes *CFD* (Dinámica Fluido Computacional). Se analizaron 56 casos donde se estudian diferentes tipos de máquinas: axiales, mixtas y radiales bajo operación con velocidad

de giro fija y velocidad de giro variable. En función de esta información se calculó el error entre la modelación numérica y los resultados experimentales; y se verificaron las principales características de las modelaciones tales como paquete *CFD* utilizado, modelos de cierre, rango de velocidades de rotación, rango de velocidades específicas y tipo de mallado.

En el Artículo 2, que corresponde a la primera parte de la Fase del Procedimiento Analítico, se propuso un análisis con diez expresiones generales (polinómicas y exponenciales), considerando las variables más significativas. En función de este análisis se obtuvieron nuevas expresiones empíricas basadas en datos experimentales realizados en el Instituto Superior Técnico de Lisboa para obtener las curvas características de las *PATs*. Estas expresiones se verificaron y compararon con 15 máquinas diferentes, que se probaron variando su velocidad de rotación y su velocidad específica.

En el Artículo 3 se presenta la segunda parte de la Fase del Procedimiento Analítico: Se realizó una simulación numérica con el paquete *CFD OpenFOAM* de una *PAT* que ha sido ensayada en el instituto CERIS de Portugal. Por medio de los resultados experimentales se logró validar tanto las nuevas expresiones propuestas en el Artículo 2 así como la modelación numérica.

Resum

La disponibilitat de recursos hídrics a nivell mundial ha disminuït significativament. Entre els principals agents que han provocat aquesta situació es troben el canvi climàtic, la contaminació ambiental, les activitats humanes i les falles en les estructures hidràuliques, entre altres. Cada vegada és més complicat accedir a fonts apropiades que complisquen amb la qualitat i quantitat del recurs. Malgrat això, la pèrdua d'aigua deguda a fugides en sistemes de distribució pressuritzats encara maneja valors considerables, amb pèrdues significatives a nivell mundial. Tenint en compte que la necessitat d'aigua és cada vegada major, s'han d'implementar projectes sostenibles que permeten optimitzar al màxim la disponibilitat i l'ús del recurs.

L'objectiu principal d'aquesta tesi és desenvolupar una proposta metodològica, que permeti estimar les corbes característiques de les bombes que treballen com a turbines (*PATs*) a partir del número específic de la màquina i en funció de la velocitat de gir, desenvolupant les lleis modificades de semblança.

El compliment dels objectius d'aquesta tesi és a través de l'elaboració de tres articles publicats, que van permetre: (i) Realitzar la contextualització respecte a l'estat de l'art en *PATs* amb èmfasi en les metodologies d'obtenció de la predicció del comportament en les mateixes com ara la realització de models numèrics amb *CFDs*; (ii) Proposar una nova estratègia per a desenvolupar un model matemàtic per a bombes que funcionen com a turbines (*PATs*), considerant les lleis d'afinitat modificades; (iii) Executar el modelatge numèric a través del paquet de codi lliure *OpenFOAM* d'una bomba que treballa com a turbina i, (iv) Validar els resultats, tant de l'aplicació de les noves expressions i del modelatge numèric, a través de la comparació amb resultats experimentals obtinguts dels assajos realitzats a una *PATs*.

En l'Article 1, que correspon a la Fase de Contextualització, es va realitzar una investigació en la literatura tècnica sobre *PATs*: Característiques, aplicacions i diferents estratègies utilitzades per a comprendre el comportament del flux. Dins d'aquestes estratègies, es troba la simulació numèrica del fenomen amb paquets *CFD* (Dinàmica Fluid Computacional). Es van analitzar 56 casos on s'estudien diferents tipus de màquines: axials, mixtes i radials sota operació amb velocitat de gir fixa i velocitat de gir variable. En funció d'aquesta informació es va calcular l'error entre el modelatge numèric i els resultats experimentals; i es van verificar les principals característiques.

dels modelatges com ara paquet *CFD* utilitzat, models de tancament, tipus d'emmallat, etc.

En l'Article 2, que correspon a la primera part de la Fase del Procediment Analític, es va proposar una anàlisi amb deu expressions generals (polinòmiques i exponencials), considerant les variables més significatives. En funció d'aquesta anàlisi es van obtenir noves expressions per a obtenir les corbes característiques de les PATs. Aquestes expressions es van verificar i van comparar amb 15 màquines diferents, que es van provar variant la seua velocitat de rotació i la seua velocitat específica.

En la segona part de la Fase del Procediment Analític, es va realitzar una simulació numèrica amb el paquet *CFD OpenFOAM* d'una PATs que ha sigut assajada en l'institut CERIS de Portugal. Per mitjà dels resultats experimentals es va aconseguir validar tant les noves expressions proposades en l'Article 2 així com el modelatge numèric. En l'Article 3 es presenta el desenvolupament d'aquesta metodologia.

Summary

The availability of water resources worldwide has decreased significantly. Among the main agents that have caused this situation are climate change, environmental pollution, human activities, and failures in hydraulic structures, among others. It is becoming increasingly difficult to access appropriate sources that meet the quality and quantity of the resource. Despite this, water loss due to leaks in pressurized distribution systems still manages considerable values, with significant losses worldwide. Considering that the need for water is increasing, sustainable projects should be implemented to optimize the availability and use of the resource to the maximum.

The main objective of this thesis is to develop a methodological proposal that allows estimating the characteristic curves of pumps that work as turbines (*PATs*) from the specific number of the machine and, depending on the rotation speed, developing the modified laws of similarity.

The fulfillment of the objectives of this thesis is through the elaboration of three published articles, which allowed: (i) To carry out the contextualization regarding the state of the art in *PATs* with emphasis on the methodologies of obtaining the prediction of the behavior in them such as the realization of numerical models with *CFDs*; (ii) To propose a new strategy to develop a mathematical model for pumps that work as turbines (*PATs*), considering the modified affinity laws; (iii) To execute the numerical modeling through the *OpenFOAM* free code package of a pump that works as a turbine and, (iv) Validate the results, both of the application of the new expressions and the numerical modeling, through the comparison with experimental results obtained from the tests carried out to a *PATs*.

In Article 1, corresponding to the Contextualization Phase, an investigation was carried out in the technical literature on *PATs*: Characteristics, applications, and different strategies used to understand the flow behavior. The numerical simulation of the phenomenon with *CFD* (Computational Fluid Dynamics) packages is found within these strategies. 56 cases were analyzed where different types of machines were studied: axial, mixed, and radial under operation with fixed rotational speed and variable rotational speed. Based on this information, the error between the numerical modeling and the experimental results was calculated; and the main characteristics of the modeling were verified, such as the *CFD* package used, closure models, type of meshing, etc.

Summary

In Article 2, which corresponds to the first part of the Phase of the Analytical Procedure, an analysis was proposed with ten general expressions (polynomial and exponential), considering the most significant variables. Based on this analysis, new expressions were obtained to obtain the characteristic curves of the *PATs*. These expressions were verified and compared with 15 different machines, which were tested by varying their rotation and specific speeds.

In the second part of the Analytical Procedure Phase, a numerical simulation was performed with the *OpenFOAM CFD* package of a *PATs* that has been tested at the CERIS Institute in Portugal. The experimental results made it possible to validate both the new expressions proposed in Article 2 and the numerical modeling. The development of this methodology is presented in Article 3.

Contenido

Agradecimientos	IV
Resumen	V
Resum	VII
Summary	IX
Contenido	XI
Tables y Figures	XIII
Lista de acrónimos	XVII
1. Introducción	22
1.1. Motivación	22
1.2. Estructura de la tesis	28
1.3. Objetivos	30
1.4. Herramientas y software empleado	31
2. Artículo 1. " Analysis of Applicability of CFD Numerical Studies Applied to Problem when Pump Working as Turbine"	32
2.1. Description	32
2.2. Introduction	33
2.3. Materials and Methods	35
2.4. Results	39
2.5. Conclusions	52

3. Artículo 2. “New Expressions to Apply the Variation Operation Strategy in Engineering Tools Using Pumps Working as Turbines”	54
3.1. Description	54
3.2. Introduction	55
3.3. Material and Methods	58
3.4. Results	71
3.5. Conclusions	79
4. Artículo 3. “Variable Speed Control in PATs: Theoretical, Experimental and Numerical Modelling”	80
4.1. Description	80
4.2. Introduction	81
4.3. Materials and Methods	85
4.4. Results	92
4.5. Conclusions	102
5. Resultados y discusión	103
5.1. Fase de contextualización	103
5.2. Fase del procedimiento analítico	119
6. Conclusiones y desarrollo	154
6.1. Conclusiones	154
6.2. Desarrollos Futuros	158
Referencias	159

Tablas y Figuras

Índice de Tablas

Tabla 1	Instalaciones de PATs en MHP [20] - * REDAWN	24
Table 2	Review of PAT Referencers	41
Table 3	Boundary conditions, study variable and reported/calculated error in radial pumps with fixed speed rotation.....	44
Table 4	Radial pumps analysis with variable speed rotation	50
Table 5	Proposed functions to be analyzed.....	65
Table 6	Characteristics of the used pumps working as turbines (PATs). RS, number of experimental curves, which were tested for different rotational speeds; IP, number of interpolated parabolas using the experimental curves fo each rotational speed; AP, number.	67
Table 7	Values of the different β_i for each proposed function model and considering the different non-dimensional	70
Table 8	Average error indexes for the different characteristics curves using the defined MOAL The ranking of the Fi when the error indexes are compared from (1) to (9) as indicated	72
Table 9	Methods used for the comparison	76
Table 10	PATs installations in MHP[20] * REDAWN	83
Table 11	Mesh characteristics	88
Table 12	Initial conditions.....	89
Table 13	Boundary conditions.....	90
Table 14	Calibration results at points A, B, C and compared to [88]	95
Table 15	Sensivity analysis for $k-\varepsilon$ vs. $k-\omega$ -SST.....	95
Table 16	Calculated absolute errors.....	101
Tabla 17	Investigaciones consultadas	109
Tabla 18	Condiciones de control, variables de estudio y error reportado/calculado en bombas radiales con velocidad de rotación fija.....	113
Tabla 19	Análisis de Bombas radiales con velocidad de rotación variable.....	116
Tabla 20	Características de las bombas utilizadas que funcionan como turbinas (PATs)	125

Tabla 21	Valores de los diferentes β_i para cada modelo de función propuesto y considerando los diferentes parámetros adimensionales	127
Tabla 22	Valores de error promedio para cada FM, La clasificación del F_i cuando los índices de error se comparan de (1) a (9).....	129
Tabla 23	Métodos utilizados para la comparación	131
Tabla 24	Características de la malla	141
Tabla 25	Condiciones Iniciales	142
Tabla 26	Condiciones de Control.....	143
Tabla 27	Resultados de calibración en los puntos A, B, C comparados con [88].....	147
Tabla 28	Análisis de sensibilidad para $k-\varepsilon$ vs. $k-\omega$ -SST.....	147
Tabla 29	Errores absolutos calculados	152

Índice de Figuras

Figure 1	(a) Gridmesh for a Francis turbine; (b) AMI interfaces.	36
Figure 2	Methodology Flowchart.....	37
Figure 3	CFD packages used in the published simulation; (b) Closure turbulence models, (c) Used mesh.	40
Figure 4	Consulted researches.....	42
Figure 5	(a) Error analysis as a function of CFD parameters; (b) Error analysis as a function of relative error and ID (red points indicate the data is not available in the research or it cannot be calculated).....	47
Figure 6	Methodology proposed to derive the expressions (m is the number of experimental machines, N is the maximum number of the tested machine).	60
Figure 7	Congruence parabolas for the different values and rotational speeds	62
Figure 8	Definition of head as a function of the flow for different rotational speeds; 63	
Figure 9	Error values when power is determined (a) root mean square error (RMSE); (b) mean absolute derivation (MAD); (c) mean relative deviation (MRD), and, (d) absolute value of BIAS.....	74
Figure 10	Error values for head, efficiency, an power, when the models are compared. 77	
Figure 11	(a) Head curve comparison between proposed model, experimental data, and rest of published models; (b) Efficiency curve comparison between proposed model, experimental data, and rest of published models; (c) Head curve between experimental ; (d) Efficiency curve between proposed model and experimental curve.	78
Figure 12	Methodology Flowchart.....	85
Figure 13	PATs 3D Model.....	86
Figure 14	Domains of the case	87

Figure 15	Generated mesh	88
Figure 16	Absolute static pressure contours for $Q=4.50$ l/s: (a) $N=810$ rpm; (b) $N=930$ rpm;(c) $N=1050$ rpm;(d) $N=1170$ rpm; (e) $N=1275$ rpm; (f) $N=1500$ rpm	93
Figure 17	Absolute static pressure vs. referenced sections	94
Figure 18	Index error analysis for the sensitivity análisis.....	95
Figure 19	The nominal curve obtained with CFD OpenFOAM vs. the nominal curve in [88]	96
Figure 20	Stability and convergence of the model	97
Figure 21	Experimental head[88] vs.head obtaines with new expressions in [31] and CFD OpenFOAM Simulation	99
Figure 22	Error correlations.....	100
Figure 23	Error indices	101
Figura 24	Metodología.....	105
Figura 25	Paquetes CFD usados en simulaciones de PATs	107
Figura 26	Modelos de cierre de turbulencia	108
Figura 27	Mallas utilizadas	109
Figura 28	Publicaciones consultadas	110
Figura 29	Análisis de error como función de parámetros CFD; (b) Análisis de error como función del error relativo e ID (los puntos rojos indican que los datos no están expresamente indicados en las investigaciones o no pueden ser calculados).	114
Figura 30	Metodología propuesta para derivar las expresiones	123
Figura 31	Valores de error cuando se determina la potencia (a) error cuadrático medio (RMSE); (b) derivación absoluta media (MAD); (c) desviación relativa media (MRD) y, (d) valor absoluto de BIAS	130
Figura 32	Valores de error para carga, eficiencia y potencia, cuando se comparan los modelos.....	132
Figure 33	(a) Comparación de la curva de carga entre el modelo propuesto, los datos experimentales y el resto de modelos publicados; (b) Comparación de la curva de eficiencia entre el modelo propuesto, los datos experimentales y el resto de modelos publicados; c Curva de carga entre el modelo propuesto y la curva experimental; (d) Curva de eficiencia entre el modelo propuesto y la curva experimental	133
Figura 34	Diagrama de flujo	138
Figura 35	Modelo PATs 3D	139
Figura 36	Dominios del caso de estudio.....	140
Figura 37	Malla Generada	141
Figura 38	Contornos de presión estática absoluta para $Q=4.50$ l/s: (a) $N=810$ rpm; (b) $N=930$ rpm; (c) $N=1050$ rpm;(d) $N=1170$ rpm; (e) $N=1275$ rpm; (f) $N=1500$ rpm.....	145

<i>Figura 39</i>	<i>Presión estática absoluta frente a secciones referenciadas</i>	<i>146</i>
<i>Figura 40</i>	<i>Análisis de índice de error para el estudio de sensibilidad.....</i>	<i>147</i>
<i>Figura 41</i>	<i>La curva nominal obtenida con CFD OpenFOAM frente a la curva nominal en [87].....</i>	<i>148</i>
<i>Figura 42</i>	<i>Estabilidad y convergencia del modelo</i>	<i>149</i>
<i>Figura 43</i>	<i>Carga experimental [88] vs.carga obtenida con las nuevas expresiones</i>	<i>150</i>
<i>Figura 44</i>	<i>Correlaciones de error</i>	<i>151</i>
<i>Figura 45</i>	<i>Índices de Error</i>	<i>152</i>

Lista de acrónimos

<i>ANN</i>	<i>Redes neuronales artificiales</i>	<i>Adimensional</i>
<i>AMI</i>	<i>Interfaz de malla arbitraria</i>	<i>Adimensional</i>
<i>AP</i>	<i>Número de puntos analizados</i>	<i>Adimensional</i>
<i>B</i>	<i>Número de torque</i>	<i>Adimensional</i>
<i>BIAS</i>	<i>Índice de error sistemático</i>	<i>Adimensional</i>
<i>BEH</i>	<i>Curva de altura de mejor eficiencia</i>	<i>Adimensional</i>
<i>BEP</i>	<i>Punto de mejor eficiencia de la máquina</i>	<i>Adimensional</i>
<i>CAD</i>	<i>Diseño asistido por ordenador</i>	<i>Adimensional</i>
<i>CAFFA</i>	<i>Código abierto 3D</i>	<i>Adimensional</i>
<i>CERIS</i>	<i>Unidad de Investigación en Ingeniería Civil, Portugal</i>	<i>Adimensional</i>
<i>CFD</i>	<i>Dinámica de Fluidos Computacional</i>	<i>Adimensional</i>
<i>CFturbo</i>	<i>Software de turbomaquinaria</i>	<i>Adimensional</i>
<i>CFX</i>	<i>Software de generación de mallas</i>	<i>Adimensional</i>
<i>D</i>	<i>Diámetro</i>	<i>m</i>
ΔH	<i>Diferencial de carga</i>	<i>m</i>
η_o	<i>Eficiencia de la máquina para cada caudal</i>	<i>Adimensional</i>
n_{st}	<i>Velocidad específica (m, kW)</i>	<i>rpm</i>
<i>Qie</i>	<i>Coeficiente de eficiencia</i>	<i>Adimensional</i>

Lista de acrónimos

<i>E₀ – E₄</i>	<i>Coefficientes que definen la curva de eficiencia</i>	<i>Adimensional</i>
<i>FineTurbo</i>	<i>Paquete CFD para maquinaria giratoria con fluidos incompresibles y compresibles</i>	<i>Adimensional</i>
<i>FloEFD</i>	<i>Software de CFD integrado en CAD con funcionalidades multifísicas</i>	<i>Adimensional</i>
<i>FM</i>	<i>Función para el modelo</i>	<i>Adimensional</i>
<i>GGI</i>	<i>Interfaz de mallado General</i>	<i>Adimensional</i>
<i>GMSH</i>	<i>Generador de malla tridimensional de elementos finitos</i>	<i>Adimensional</i>
<i>h</i>	<i>Carga de presión</i>	<i>mca</i>
<i>h</i>	<i>Coefficiente de carga</i>	<i>Adimensional</i>
<i>HELIX-OS</i>	<i>Interfaz gráfica de usuario de código abierto</i>	<i>Adimensional</i>
<i>H</i>	<i>Carga de presión</i>	<i>Adimensional</i>
<i>H_{BEP}</i>	<i>Curva de altura de mejor eficiencia</i>	<i>Adimensional</i>
<i>HDPE</i>	<i>Tubería de Polietileno de alta densidad</i>	<i>Adimensional</i>
<i>HPC</i>	<i>Parábola en la que se tiene la misma eficiencia en cada punto</i>	<i>Adimensional</i>
<i>H₀</i>	<i>Carga recuperada para la velocidad de rotación nominal</i>	<i>mca</i>
<i>H_i</i>	<i>Carga para un Q_i de acuerdo con la curva de carga</i>	<i>mca</i>
<i>i – j</i>	<i>Subíndices para los tres ejes del espacio</i>	<i>Adimensional</i>
<i>ID</i>	<i>Identificador de caso analizado</i>	<i>Adimensional</i>
<i>ILES</i>	<i>Modelo de turbulencia de simulación implícita de remolinos grandes</i>	<i>Adimensional</i>

Lista de acrónimos

<i>IP</i>	<i>Número de parábolas interpoladas utilizando las curvas experimentales para cada velocidad de rotación</i>	<i>Adimensional</i>
<i>k_{AL}</i>	<i>Coefficiente de leyes de afinidad</i>	<i>Adimensional</i>
<i>k_{MOAL}</i>	<i>Coefficiente de leyes modificadas de afinidad</i>	<i>Adimensional</i>
<i>KSB</i>	<i>Fabricante de bombas</i>	<i>Adimensional</i>
<i>k-ε</i>	<i>Modelo de turbulencia</i>	<i>Adimensional</i>
<i>k-ω</i>	<i>Modelo de turbulencia</i>	<i>Adimensional</i>
<i>k-ω-SST</i>	<i>Modelo de turbulencia</i>	<i>Adimensional</i>
<i>LES</i>	<i>Modelo de turbulencia de simulación de remolinos grandes</i>	<i>Adimensional</i>
<i>MAD</i>	<i>Índice de error de desviación media absoluta</i>	<i>Adimensional</i>
<i>MHP</i>	<i>Mini centrales hidroeléctricas</i>	<i>Adimensional</i>
<i>MOAL</i>	<i>Leyes modificadas de afinidad</i>	<i>Adimensional</i>
<i>MRD</i>	<i>Índice de error de desviación media relativa</i>	<i>Adimensional</i>
<i>MRF</i>	<i>Marco de referencia múltiple</i>	<i>Adimensional</i>
<i>N</i>	<i>Velocidad rotacional</i>	<i>rpm</i>
<i>ND</i>	<i>Número de nodos</i>	<i>Adimensional</i>
<i>NE</i>	<i>Número de elementos</i>	<i>Adimensional</i>
<i>NP</i>	<i>Función Polinomial</i>	<i>Adimensional</i>
<i>NPSH_r</i>	<i>Carga neta de succión positiva requerida</i>	<i>Adimensional</i>
<i>NS</i>	<i>Ecuaciones de Navier–Stokes</i>	<i>Adimensional</i>
<i>nut</i>	<i>Valor de viscosidad cinemática turbulenta</i>	<i>m²/s</i>
<i>ODS</i>	<i>Objetivos del desarrollo sostenible</i>	<i>Adimensional</i>
<i>Ω</i>	<i>Parámetro de evaluación de calidad de malla</i>	<i>Adimensional</i>

<i>OpenFOAM</i>	<i>Paquete 3D de código libre para simulaciones numéricas en Ingeniería</i>	<i>Adimensional</i>
<i>p</i>	<i>Coefficiente de potencia</i>	<i>Adimensional</i>
<i>P</i>	<i>Tensor de presión estática</i>	<i>N/m²</i>
<i>\bar{P}</i>	<i>Presión filtrada</i>	<i>N/m²</i>
<i>PATs</i>	<i>Bombas que trabajan como turbina</i>	<i>Adimensional</i>
<i>PRV</i>	<i>Válvulas reductoras de presión</i>	<i>Adimensional</i>
<i>P_o</i>	<i>Potencia generada</i>	<i>kW</i>
<i>P₁- P₅</i>	<i>Coefficientes que definen la curva de potencia de la máquina</i>	<i>Adimensional</i>
<i>Ψ</i>	<i>Número de carga PumpLinx Paquete 3D para simulaciones numéricas en Ingeniería</i>	<i>Adimensional</i>
<i>Q</i>	<i>Caudal</i>	<i>m³/s</i>
<i>q</i>	<i>Número de flujo</i>	<i>Adimensional</i>
<i>Q_i</i>	<i>Cualquier valor de caudal en una PAT</i>	<i>m³/s</i>
<i>Q_o</i>	<i>Caudal</i>	<i>m³/s</i>
<i>q</i>	<i>Coefficiente caudal</i>	<i>Adimensional</i>
<i>R₂</i>	<i>Coefficiente de determinación</i>	<i>Adimensional</i>
<i>RANS</i>	<i>Modelo de ecuaciones de Navier–Stokes Promediadas por Reynolds</i>	<i>Adimensional</i>
<i>RMSE</i>	<i>Índice de error cuadrático medio</i>	<i>Adimensional</i>
<i>ρ</i>	<i>Densidad del fluido</i>	<i>kg/m³</i>
<i>RS</i>	<i>Número de curvas experimentales, que se probaron para diferentes velocidades de rotación</i>	<i>Adimensional</i>

Lista de acrónimos

S_{ij}	<i>La tasa de tensor de tensión filtrada</i>	<i>Adimensional</i>
<i>SIMPLE</i>	<i>Método Semi-Implícito para Ecuaciones Ligadas a Presión</i>	<i>Adimensional</i>
<i>SOLIDWORKS</i>	<i>Paquete CAD</i>	<i>Adimensional</i>
<i>StarCCM</i>	<i>Paquete 3D de simulación de ingeniería</i>	<i>Adimensional</i>
T	<i>Torque hidráulico de salida</i>	<i>Adimensional</i>
τ	<i>Tensor de tensión viscoso</i>	<i>kg/m²</i>
τ'_{ij}	<i>Término no lineal</i>	<i>Adimensional</i>
τ'_{ij}	<i>Tensor de tensión de subred</i>	<i>Adimensional</i>
t	<i>Tiempo</i>	<i>s</i>
u	<i>Magnitud de la velocidad en cada dirección</i>	<i>m/s</i>
μ	<i>Viscosidad dinámica</i>	<i>Ns/m²</i>
\bar{u}_i	<i>Velocidad</i>	<i>m/s</i>
<i>URANS</i>	<i>Ecuaciones inestables de Navier–Stokes promediadas Reynolds Stokes</i>	<i>Adimensional</i>
<i>VOS</i>	<i>Estrategia de operación variable</i>	<i>Adimensional</i>
X_{EXP} y X_{SIM}	<i>Valores de los parámetros en el experimento y la simulación numérica, respectivamente</i>	<i>Adimensional</i>
y^+	<i>Parámetro que verifica el rango aceptable de Valores para el modelo de turbulencia</i>	<i>Adimensional</i>

1. Introducción

1.1 Motivación

La disponibilidad del recurso hídrico a nivel mundial ha disminuido significativamente. Entre los principales agentes que han provocado esta situación se encuentran el cambio climático, la contaminación ambiental, las actividades humanas y las fallas en estructuras hidráulicas, entre otros. Los sistemas de distribución de agua no son energéticamente eficientes, ya que dependen de demandas de presión que pueden generar fugas, lo que aumenta los costos de energía [1]. La pérdida de agua por fuga en los sistemas de distribución presurizados maneja rangos del 8 al 24% en países desarrollados [2]. En el caso de los sistemas hídricos sostenibles, existen algunos enfoques a partir de los cuales se pueden proponer mejoras. Entre estos enfoques se encuentran la determinación de parámetros de calidad del agua [3], la optimización de la eficiencia energética [4], [5], la reducción de fugas de agua [6], [7], la modelización matemática de la gestión y la optimización de los sistemas [8], [9], entre otros. Por esta razón, es urgente implementar proyectos sostenibles [10] que requieren el uso y desarrollo de nuevas tecnologías fáciles de implementar y aplicar [11].

Uno de los elementos que tiene un efecto negativo desde el punto de vista de eficiencia energética, pero es necesario para el funcionamiento hidráulico de los sistemas, es la denominada válvula reductora de presión (*PRV*) [12]. Las *PRV* se utilizan para reducir la presión en un punto regulando el paso de flujo. La sustitución de estas válvulas por sistemas de recuperación, en los casos que sea posible, es una solución para mejorar el balance energético de los sistemas de agua, aumentar el uso de tecnologías limpias y alcanzar el nivel máximo de autoconsumo [5].

Una alternativa al uso de estos dispositivos, para reducir la dependencia de la energía no renovable [13] y aprovechar el exceso de energía de estos sistemas [14], es el uso de *PATs* (bombas que funcionan como turbinas). Estas máquinas sustituyen las válvulas reductoras de presión, aprovechando el exceso de energía en los sistemas de agua a presión [14]. Una *PATs* es una bomba que funciona en modo inverso y es una alternativa de mejor precio a las turbinas clásicas para un rango de tamaños pequeños [15]. Por esta razón, se ha convertido en una tendencia estudiar el uso de *PATs* para optimizar diferentes sistemas de agua para mejorar su sostenibilidad [16]–[18]. La implementación de la tecnología *PATs*, ha aumentado en los últimos años en algunas

aplicaciones de ingeniería como riego, centrales hidroeléctricas, suministro de agua y sistemas de recuperación de energía [19]–[21].

Las mini centrales hidroeléctricas (*MHP*) se han convertido en soluciones muy efectivas para sectores rurales con potencias de 5-100 kW. Para este tipo de instalaciones, el costo de una turbina es muy alto en relación con todo el proyecto [20]. En el caso de *MHP*, el precio de estos elementos puede ser superior al 60-70% [22]. Una posibilidad para reducir este coste es utilizar *PATs* en lugar de una turbina convencional [23], lo que favorecería la expansión de *MHP* y la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero [24]. Las *PATs* se han utilizado como dispositivos generadores de energía en mini centrales hidroeléctricas como una solución sostenible en la industria del agua [25].

Desde el punto de vista económico y de disponibilidad, las *PATs* se convierten en una alternativa válida frente al uso de turbinas, debido a que: a) La relación de precio entre una pequeña turbina y una *PATs* se encuentra en una relación de precio de 7 a 1 [26]; y, b) Las bombas son producidas en masa, disponibles en varios tamaños y tienen las ventajas de bajo costo y simplicidad. [27]. El uso de *PATs* es la nueva tendencia en el manejo de redes de distribución de agua [28] y se convierten en una alternativa técnica y ambiental para controlar la presión y producir energía [14]. Cabe indicar que la inversión de colocar bombas en vez de turbinas para el rango de 0 a 500 kW permiten un retorno del capital en períodos de 2 años o menos, lo cual es una ventaja respecto a colocar para el mismo sitio una micro turbina [29].

La eficiencia de estas máquinas es menor que la de las turbinas tradicionales y su valor de eficiencia hidráulica está en valores menores a 0.6 y mayores a 0.8. La eficiencia global está entre 0.5 y 0.6 cuando se considera todo el equipo electromecánico (dispositivos eléctricos y electrónicos) [31]. El uso de bombas que funcionan como turbinas (*PATs*) ha aumentado, por ejemplo, Novara et al. [24] concluyó que una instalación con *PATs* podría ser de 5 a 15 veces más barata que una instalación convencional con turbinas. En 2012, Pascoa et al. [32] propuso un nuevo enfoque para una central hidroeléctrica con *PATs* de flujo constante. Rossi et al. [33] sugirió la viabilidad económica de colocar *PATs* en el acueducto de Merano, lo que resultó en la producción de 338 kWh de electricidad diaria y una potencia de 19,18 kW. La tabla 1 [20] muestra diferentes instalaciones de *PATs* en proyectos de generación de energía.

1. Introducción

Ubicación	Capacidad (kW)	Año de instalación
Sainyabulli Province, Laos	2	2008
Thima, Kenya	2.2	2001
Mae Wei Village, Thailand	3	2008
West Java, Indonesia	4.5	1992
Kinko village, Tanzania	10	2006
Fazenda Boa Esperanca, Brazil	45	2007
Ambotia Micro-hydro project, India	50	2004
British Columbia, Canada	200	-
Vysni Lhoty, Czech Republic	332	2008
Comunidad de Regantes del Genil (Córdoba y Sevilla-España)*	21.05 GWh *	2017-2020 *

Tabla 1 Instalaciones de PATs en MHP [20]-* REDAWN

El estudio de *PATs* comenzó con Thoma y Kittredge [34], quienes descubrieron accidentalmente que las bombas pueden funcionar de manera eficiente como turbinas cuando intentan evaluar las características completas de las bombas. En 1957, Stepanoff [35] informó de varios modos de funcionamiento de las bombas en curvas de rendimiento trazadas en cuadrantes. Una vez que se descubrió que las *PATs* podían aplicarse en la industria química y en el suministro de agua potable, diferentes investigadores desarrollaron algunas técnicas para predecir el funcionamiento de este tipo de máquinas. En 1962, Childs [36] realizó estudios comparativos entre eficiencias en dispositivos que funcionan en ambos modos (bomba–turbina).

A pesar de la importancia de las *PATs* los fabricantes no proveen sus curvas características de operación por lo que existen dificultades al seleccionar la máquina adecuada para una situación determinada. Las principales debilidades de las *PATs* son: la incapacidad de controlar el flujo [1]; el bajo rendimiento cuando los sistemas operan con caudales variables; la dificultad de conexión entre las máquinas y el sistema eléctrico [19]; la falta de entendimiento adecuado del comportamiento del fluido dentro de una *PATs* [21] y ,que la eficiencia de la bomba cae dramáticamente cuando

esta trabaja en condiciones lejanas al punto de diseño [32]. . En ciertas fases importantes de operación como arranque y parada de la máquina, transitorios, admisiones, rechazos de carga y cambios de modo de operación, se han observado ciertos fenómenos con flujo inestable como flujo con presencia de vórtices, bloqueos del flujo y "rotating stall". Dado que las curvas de rendimiento no están disponibles en bombas que funcionan en modo turbina [20], se han realizado diferentes estudios y metodologías para obtenerlas y seleccionar la máquina adecuada en función del tipo de condiciones de trabajo requeridas. Los primeros estudios se enfocaron en predecir los valores de rendimiento en modo turbina y descubrir el punto de mayor eficiencia (*BEP*) a través de ecuaciones lineales. Posteriormente, Rossi et al. [37] propuso un método general para predecir el rendimiento de *PATs* utilizando redes neuronales artificiales (*ANN*). Con base en las hojas de datos proporcionadas por los fabricantes de bombas, el autor obtuvo el *BEP* y el rendimiento fuera de diseño utilizando esta metodología. Las predicciones resultantes se compararon con datos experimentales no utilizados en el proceso de entrenamiento, lo que resultó en un alto grado de compatibilidad. Para estimar el *BEP* y las curvas características de *PATs*, Pérez-Sánchez et al [30] propuso nuevas ecuaciones de aproximación a partir de una base experimental de 181 máquinas. Otros enfoques de estudios de *PATs* se han utilizado en sistemas de distribución de agua, donde Jain et al [38] investigó su colocación. Fecarotta et al. [39] y Morani et al. [1] propusieron un análisis sobre la localización adecuada de las *PATs*; en busca de reducir costos y maximizar la producción y el ahorro de energía. Moazeni et al. [40] investigó el número óptimo y la ubicación de *PATs* a través de modelos de programación no lineales mixtos. Macias et al. [18] estableció una metodología que se aplicó en un proyecto de riego en una zona rural de la provincia de Valencia (España) que se centró en optimizar la ubicación y selección de *PATs* en función de la influencia de las fugas. El mismo autor [41] desarrolló una nueva metodología de autocalibración de fugas para conocer el caudal inyectado y el volumen consumido en las redes de agua. Esta metodología se aplicó en la ciudad de Manta, Ecuador.

Los modelos matemáticos han sido una herramienta muy útil para mejorar la gestión de las redes de agua [42]. Estos modelos mejoraron tanto los sistemas presurizados [8], como los canales de superficie libre [43], mejorando su manejo y comportamiento en flujos estables e inestables. Algunos de estos modelos se centraron en la integración de la gestión en los nuevos retos de sostenibilidad de las infraestructuras [9]. Anteriormente, se publicaron diferentes investigaciones en las que el uso y análisis de *PATs* se centró en analizar la recuperación de energía teórica [44], así como el punto de servicio de estas máquinas, cuando no se conocía información sobre el fabricante [45]. Cuando no se conocen las curvas, se deben estimar las curvas de carga, eficiencia y potencia (estas curvas se denominan curvas características de las *PATs*) cuando la bomba se usa en modo turbina. La curva de carga permite la determinación de la carga

recuperada en función del flujo. La curva de eficiencia determina la eficiencia de la máquina de acuerdo con el flujo circulante; finalmente, la curva de potencia establece la potencia generada por la máquina para cada valor de flujo. Referencias previas demostraron la posibilidad de estimar estas curvas mediante el uso de parámetros no dimensionales [46]. Esta estimación debe desarrollarse utilizando parámetros no dimensionales y son el número de carga (h), el número de flujo (q), el número de eficiencia (e) y el número de torque (b) [47].

En línea con esto, la reducción de las incertidumbres mediante la estimación de las curvas características con respecto a su comportamiento en modo de bomba ha sido un objetivo de diferentes estudios [16]. Se han publicado diferentes métodos semiempíricos que proponen expresiones polinómicas para estimar las curvas *PATs*, cuando la máquina funciona con velocidad de rotación constante [30], [45], [48], [49]. El desarrollo de estas expresiones matemáticas fue crucial para mejorar la caracterización de los *PATs* y los modelos energéticos para analizar la recuperación de energía. Sin embargo, el caudal cambia con el tiempo en las diferentes tuberías de las redes de agua debido a las demandas de los usuarios. Por lo tanto, los análisis de energía no se maximizan cuando consideran *PATs*, si funcionan a velocidad de rotación constante.

Para aumentar la recuperación de energía, se han publicado diferentes estrategias en las que se alcanzó la maximización de energía cuando la máquina funcionaba a diferentes velocidades de rotación, llamada estrategia de operación variable (denominada *VOS*) [50]. La variación de la velocidad de rotación es crucial para alcanzar los mejores valores de eficiencia en los sistemas de agua, y es el foco de los nuevos desafíos en los sistemas hidroeléctricos también aplicados a las turbinas Francis [51]. Además, cuando la velocidad de rotación cambia, es necesario introducir el conocimiento de las curvas *PATs* en modelos matemáticos, que analizan la recuperación de energía en los sistemas de agua. La falta de expresiones matemáticas dificulta la mejora de las estimaciones de energía al aplicar la estrategia *VOS* en el modelado de sistemas de agua [46].

En los últimos años, algunos investigadores han publicado diferentes métodos que permiten a los gestores del agua y a las empresas estimar las curvas características de los *PATs*, evitando las pruebas experimentales al desarrollar estudios energéticos preliminares. La eficiencia y las curvas de carga que operan sin variación de la velocidad de rotación se describieron en [52], [53]. El análisis de las curvas *PATs* se llevó a cabo utilizando otros métodos, que propusieron expresiones considerando la velocidad específica, así como el mejor punto de eficiencia [24], [54], [55]. Estos métodos no consideraron la variación en la velocidad de rotación, que es de suma importancia para alcanzar la maximización de la energía recuperada [56].

En 2014 se dio un paso adelante, cuando algunos investigadores analizaron la variación en la velocidad de rotación a través de pruebas experimentales para mejorar la maximización de la recuperación de energía. La investigación descrita en [45] propuso expresiones empíricas utilizando cuatro máquinas diferentes probadas en 2016. Estas ecuaciones solo deben considerarse cuando la velocidad específica está entre 120 y 162 (m, kW).

Las técnicas de *CFD* se han utilizado ampliamente para predecir curvas características y el rendimiento de las bombas en modos directo e inverso y han demostrado ser una solución eficaz en los enfoques *PATs* [21], [26], [57]. Adicionalmente, una investigación experimental es fundamental para obtener resultados confiables para *PATs* bajo diferentes etapas de optimización [14], [28], [31], [58]. Se han estudiado diferentes tipos de máquinas, como *PATs* axiales, mixtas y radiales con ejes horizontales y verticales de una y varias etapas [59] utilizando simulaciones *CFD* para velocidades fijas y variables [19], [60], [61]. Sin embargo, se han ejecutado muy pocos estudios relacionados con la modelización numérica en *PATs* de velocidades de rotación variables, por lo que es imperativo establecer ecuaciones y leyes que predigan su comportamiento [62]. Las simulaciones numéricas se llevaron a cabo para definir el rendimiento de la bomba [63], analizar el flujo en modo turbina [64], predecir y extrapolar las curvas características [65], etc.

De acuerdo con Fecarotta et al. [66], la técnica *CFD* permite a los modeladores comprender los flujos de campo y las condiciones de operación para *PATs* con alta precisión y un bajo costo en comparación con otros experimentos. Por lo tanto, las consideraciones de flujo continuo utilizadas en *CFD* para resolver ecuaciones de Navier–Stokes et al. (NS) son la forma más común de realizar simulaciones numéricas para maquinaria hidráulica [65], [67]. Sin embargo, la parte experimental es necesaria para calibrar modelos numéricos *CFD* y obtener resultados confiables en *PATs* bajo diferentes etapas de optimización [68]–[71]

El estudio de *PATs* está relacionado directamente con los objetivos del desarrollo sostenible (ODS) [72] porque su correcta implantación deriva en el desarrollo de ciudades incluyentes, sostenibles, seguras y resilientes, debido a que son elementos destinados a recuperar energía limpia.

1.2 Estructura de la tesis

Este documento se encuentra dividido en seis capítulos.

En el **Capítulo 1**, se presenta la introducción, la estructura, los objetivos de la tesis, así como las herramientas utilizadas en su desarrollo.

El **Capítulo 2**, contiene la introducción; materiales y métodos; resultados y discusión; y las conclusiones de la publicación del Artículo 1, cuyo nombre es "Analysis of Applicability of *CFD* Numerical Studies Applied to Problem When Pumping as Turbine". Este artículo presenta un análisis de la implementación de la dinámica fluido computacional (*CFD*) en el estudio de bombas como turbinas (*PATs*). Se analizaron los casos en las que esta metodología se aplicó para diferentes tipos de bombas, diferentes tipos de mallado, diferentes modelos de turbulencia, así como para diferentes paquetes *CFD* y en cada uno de estos casos, se calculó el error relativo para llegar a establecer conclusiones.

El **Capítulo 3**, contiene la introducción, materiales y métodos, resultados y conclusiones de la publicación del Artículo 2, denominada "New expressions to Apply the Variation Operation Strategy in Engineering Tools Using Pumps Working as Turbines". Esta investigación propone una nueva estrategia para desarrollar un modelo matemático para bombas que funcionan como turbinas (*PATs*), considerando leyes de afinidad modificadas. Este modelo que se puede introducir en herramientas de simulación hidráulica, permite la estimación de las curvas características de las *PATs* si se opera a diferentes velocidades de rotación.

El **Capítulo 4**, contiene la introducción, materiales y métodos, resultados y conclusiones de la publicación del Artículo 3, con el nombre "Variable Speed Control in *PATs*: Theoretical, Experimental and Numerical Modeling". Este artículo propone validar dos metodologías de predicción de las curvas Q vs H en *PATs*, tal como son modelaciones con paquetes *CFD* y por otro lado, las nuevas expresiones obtenidas en el artículo mencionado en el Capítulo 3, a través del análisis de un nuevo caso que cuenta con datos experimentales y de modelación hidráulica.

En el **Capítulo 5**, se muestran los Resultados y Discusión, enumerando las principales aportaciones de cada uno de los objetivos.

En el **Capítulo 6**, se muestran las principales conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros de este tema de investigación.

1. Introducción

A continuación, se muestra información adicional de cada uno de los artículos publicados dentro del estudio del doctorado.

Artículo 1: Analysis of Applicability of *CFD* Numerical Studies Applied to Problem When Pumping as Turbine

a. Co-autores:

Frank Alex Plua Aguirre; Victor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

b. Revista:

Water ISSN 2073-4441.

Factor de Impacto 3.530. JCR (Q2). Hydraulics and Hydrodynamics.

c. Estado:

Publicado [Water 2021, 13, 2134; doi:10.3390/w13152134].

Artículo 2: New expressions to Apply the Variation Operation Strategy in Engineering Tools Using Pumps Working as Turbines

a. Co-autores:

Frank Alex Plua Aguirre; Francisco-Javier Sánchez-Romero; Victor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

b. Revista:

Mathematics ISSN 2227-7390.

Factor de Impacto 2.592. JCR (Q1). Engineering Mathematics

c. Estado:

Publicado [Mathematics 2021, 9, 830; doi: 10.3390/math9080860]

Artículo 3: Variable Speed Control in *PATs*: Theoretical, Experimental and Numerical Modeling

a. Co-autores:

Frank Alex Plua Aguirre; Francisco-Javier Sánchez-Romero; Victor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

b. Revista:

Water ISSN 2073-4441.

Factor de Impacto 3.530. JCR (Q2). Hydraulics and Hydrodynamics.

c. Estado:

Publicado [Water 2023, 15, 1928; doi:10.3390/w15101928].

1.3 Objetivos

Objetivos Generales

1. Desarrollar una propuesta metodológica, que será la recopilación de los objetivos que permita estimar las curvas características a partir del número específico de la máquina y en función de la velocidad de giro, desarrollando las leyes modificadas de semejanza.

Objetivos Específicos

1. Elaborar una revisión del estado del arte del uso de bombas trabajando como turbinas (*PATs*).
2. Establecer una metodología de trabajo para la toma de datos experimentales en la máquina a ensayar.
3. Desarrollar un modelo numérico en *OpenFOAM* que estime el funcionamiento como turbina a partir del modelo calibrado funcionando como bomba de una máquina concreta. El desarrollo de este objetivo permitirá obtener a partir de información de máquinas operando como bombas (de las cuales existe mucha información en catálogos) una estimación de su operación como turbina. El modelo será calibrado con datos experimentales provenientes de una *PATs* ensayada.
4. Analizar el modelo desarrollado en el objetivo 2), aplicado al análisis de la variación de las curvas *Q-H* y *Q-Eficiencia* cuando varía la velocidad de giro.
5. Proponer a partir del modelo numérico calibrado, ecuaciones que permitan variar las leyes de semejanza clásicas en función de los valores:

$$h = \frac{H}{H_{BEP}} \quad (1)$$

$$q = \frac{Q}{Q_{BEP}} \quad (2)$$

$$e = \frac{\eta}{\eta_{BEP}} \quad (3)$$

$$p = \frac{P_i}{P_{BEP}} \quad (4)$$

1.4 Herramientas y software empleado

Para cumplir con los lineamientos de los objetivos 3 y 4 de este trabajo de investigación, se utilizó el paquete computacional *CFD OpenFOAM* para realizar la modelación numérica de las *PATs* y analizar todos los casos de estudio. A través de sus utilidades *BlockMesh* y *SnappyHexMesh* se realizó el mallado de la geometría y; a través de su previsualizador determinado *Paraview* se figuraron los resultados. Para el mallado también se utilizaron los softwares: *Autodesk Inventor*® y *HELIX-OS*® que permitieron mejorar la calidad de los archivos de ingreso de la geometría, así como simplificar pasos relacionados con dicha actividad de mallado.

2. Artículo 1

“Analysis of Applicability of *CFD* Numerical Studies Applied to Problem when Pump Working as Turbine”

2.1 Description

Coautores: Frank Alex Plua Aguirre; Victor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

Revista: Water ISSN 2073-4441.

Factor de impacto: 3.530. JCR (Q2). Water Resources.

Estado: Publicado [Water 2021, 13, 2134; doi:10.3390/w13152134].

Abstract

The present research depicts an analysis of the implementation of computational fluid dynamics (*CFD*) in the study of pumps as turbines (*PATs*.) To highlight the benefits of *CFDs* for *PATs* studies, results from both experimental tests have been compared to better understand the reproduction error phenomena. For this, data analysis used in successful models has been applied to determine variables and parameters, and to report a low relative error. The results show that most of the studies focused on fixed speed rotation with some cases of variable speed rotation. Furthermore, there is not enough information in the academic literature for *PATs* of axial and mixed flows with fixed and variable speed. Finally, turbulence models based on Reynolds average Navier–Stokes (RANS) have been used to simulate *PATs* with fixed speed rotation in most cases.

Keywords: pump as turbine; computational fluid dynamics; rotational speed; variable speed; centrifugal pump

2.2 Introduction

The improvement of the sustainability applied to water systems is mainly focused on the increase in energy efficiency [73]. This improvement is quantified by the measurement of the indicators such as applied energy, dissipated energy by valves, friction losses, the minimum energy required, among others [74]. When a water system is evaluated by audit, one of the most significant sectors of the energy balance is the dissipated energy, which is carried out using pressure reduction valves (PRVs) [75]. The replacement of these valves by recovery systems is a solution to improve the energy balance of the water systems and to increase the use of clean technologies to satisfy the demand of one's own systems for the evolution to reach the maximum level of self-consumption [5].

When the use of the recovery systems was considered, the use of pump working as turbine (*PATs*) was an excellent solution in terms of its hydraulic operation, feasibility and easier management compared to classical machines (e.g., Francis and Pelton), which have higher efficiencies than *PATs* but are more expensive [61]. These aspects caused the implementation of *PATs* technology, which increased in recent years in some engineering applications such as irrigation, hydraulic power stations, water supply, and energy recovery systems [19]–[21]. Moreover, water pressure control and water management are applied as environmental solutions according to previous studies [14], [26], [28], [63]. In this context, one of the main goals of previous studies was to obtain performance curves for *PATs* [20].

Considering the increased use of *PATs* in various engineering and industry applications and that the manufacturers do not provide the performance curves in turbine mode [20], further research has been carried out using multiple methodologies to obtain the characteristic curves of the pumps working in this mode. The different methods used are theoretical analyses, mathematical models, numerical simulations with *CFDs*, experimental tests, and empirical expressions. As an example of mathematical analysis, Plua et al. [31] proposed a new *PATs* prediction model that can be used in different hydraulic simulation software. However, the majority of the previous studies only focused on the operation under fixed rotational speed, whereby published researches showed the need to operate under variable rotational speed considering both hydraulic and electrical regulation [58]. Some of the researchers used numerical methods to evaluate the goodness of these recovery systems. In this sense, computational fluids dynamics (*CFD*) becomes an important tool for investigating internal flow and performances during turbo-machinery design [68].

Axial, mixed, and radial *PATs* have been studied using *CFD* simulations for fixed and variable speeds [21], [26], [28]. Results showed good agreement among parameters

while comparing simulations with experiments for pump and turbine operation mode highlighted that the hydraulic efficiency is practically the same for both operation mode in some cases. To achieve the convergence of solutions, the grid mesh takes a very important part in the aforementioned studies. Moreover, Binama et al. [20] proposed the improvement of mesh quality to identify the losses in different parts of *PATs*. Rawal et al. [21] suggests that, to obtain accuracy, convergence on *CFD* results with experimental data is a necessary experience for researchers. In this context, an unstructured mesh could give accurate simulation results. However, a structured mesh should be applied to capture some details, which are important to determine losses in *PATs*.

According to Fecarotta et al. [66], the *CFD* technique allows modellers to understand the field flows and the operating conditions for *PATs* with high accuracy and a low cost in comparison to other experiments. Therefore, the continuum considerations used in *CFD* to solve Navier–Stokes equations (NS) are the most common way to perform numerical simulation for hydraulic machinery [65], [67]. However, the experimental part is necessary to calibrate *CFD* numerical models and to obtain reliable results in *PATs* under different optimization stages [68]–[71].

As aforementioned, the NS is solving for *CFD* simulation using a turbulence model to understand the flows field behavior in *PATs* [68], [69] For that, turbulence models are numerical techniques to optimize computational time resources and data storage [67]. The Reynolds average Navier–Stokes (RANS) and the large-eddy simulation (LES) are the more popular general turbulence models for NS in hydraulic machinery [67]. RANS models aim to obtain the average behavior of the internal flows in *PATs* with a lightweight computational mesh and unstructured characteristics [69]. On the other hand, large-eddy structures inside of an impeller could be obtained using LES with a complex structured mesh and more use of computational resources than RANS [65].

The present research aims to evaluate the application of numerical *CFD* simulation studies in *PATs* through a literature survey. Then, based on the relative error calculation between their results and the experiments, practical conclusions for the future numerical analysis of *PATs* are obtained. In addition, it is debated if this technique has been sufficiently applied in the different types of pumps and under the fixed or variable speed operating modes. The knowledge of its applicability will enable to establish future developments, which should be tackled by researchers, engineers, and companies the increase the sustainability in energy terms in the water pressurized systems.

2.3 Materials and Methods

Numerical simulations of *PATs* were based on a continuum mechanics approach for fluid mechanics [65]. For that, Navier–Stokes equations were solved using *CFD* methods. Thus, equations of mass conservation and linear momentum are indicated in a tensor description as following expressions:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho a_i + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (6)$$

where i and j are subscripts for the three-axis of space, respectively, u is the velocity magnitude in each direction in m/s , ρ is the fluid density in kg/m^3 , P is the static pressure tensor in N/m^2 , τ is the viscous stress tensor in kg/m^2 , t is time in s , and a is related to an external acceleration in m/s^2 , which affected the gradient pressure such as the gravity.

Those two equations were considered to solve velocity and pressure using finite volume techniques in all studies cases. The boundary conditions were based on equation (2) of the variation of linear momentum. Therefore, the inlet *PATs* a velocity magnitude, the outlet *PATs* a static pressure value, the friction tensor is represented as no-slip walls to consider the effects of dynamics viscosity, μ , and the external acceleration is equal to zero due to the fact that the gravity is orthogonal to the fluid motion. Equations (5) and (6) enable the definition of the average behavior of flows inside of *PATs* in all of the *CFD* simulations and to simplify solving equations. The filtered approach is indicated as [65]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_j} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u}_i)}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial(\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial(\bar{\tau}_{ij} - \tau'_{ij})}{\partial x_j} \quad (8)$$

where \bar{u} is the filtered velocity and \bar{P} is the filtered pressure. Moreover, the following considerations were taken into account:

1. The product of filtered velocities is $\bar{u}_i \bar{u}_j = \bar{u}_i \bar{u}_j + \overline{u'_i u'_j}$ (9)

2. The subgrid stress tensor is $\tau'_{ij} = \rho(\bar{u}_i \bar{u}_j - \bar{u}_i \bar{u}_j)$ (10)

3. The filtered stress tensor rate is $S_{ij} = 0.5(\partial u_i / \partial x_j + \partial \bar{u}_j / \partial x_i)$ (11)

4. The filtered viscous stress tensor is $\tau_{ij} = 2\mu S_{ij}$ (12)

According to [26], τ'_{ij} is a nonlinear term and it can be solved using turbulence models such as RANS, ILES, or mixture models. Structured and unstructured meshes were applied for the studies of PATs similar to Figure 1a, which shows a Francis turbine grid mesh [64]. This mesh was constructed through a multiblock approach made in previous studies that were modified to obtain higher quality. The quality of mesh was verified with the check mesh tool and Ω , and y^+ parameters.

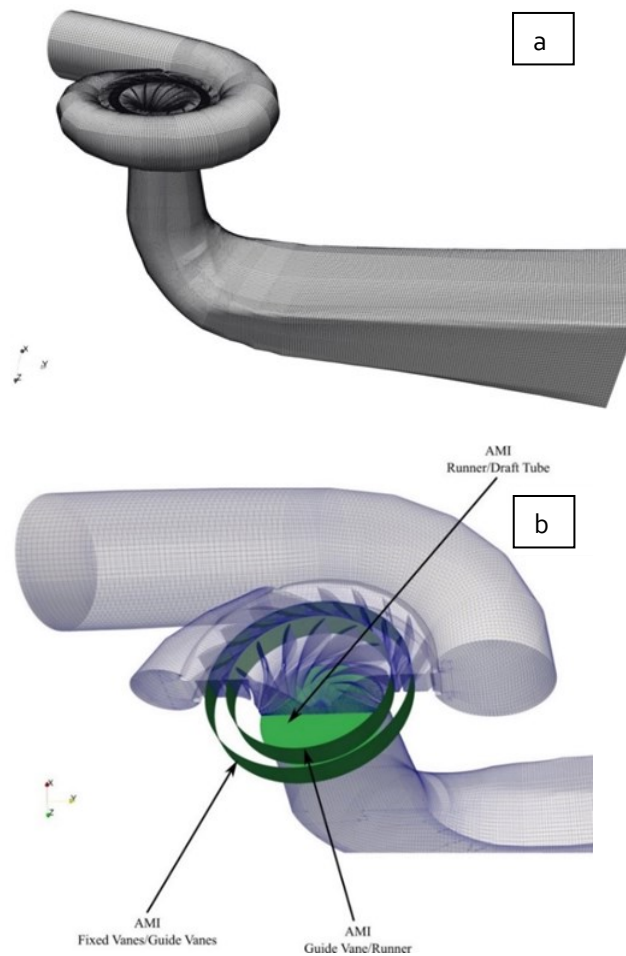


Figure 1 (a) Gridmesh for a Francis turbine; (b) AMI interfaces.

The rotating mesh in the studies were used to consider interfaces connections, allowing the relative motion between volumes and elements. The arbitrary mesh

interface (*AMI*) was applied for the interpolation of adaptive meshes to reduce continuity errors and improve its numerical efficiency. Based on Galerkin's projection, this approach creates an intermediate mesh from two consecutive time-step meshes. Its approach is similar to general grid interface (*GGI*); however, the *AMI* method is more computationally efficient. According to [76], this algorithm is robust and stable for the case of complex meshes. An example of *AMI* interfaces is presented in Figure 1b.

Based on the aforementioned descriptions of the *PATs* studies, Figure 2 depicts the methodology implemented in the present research. The steps followed in this methodology are the following:

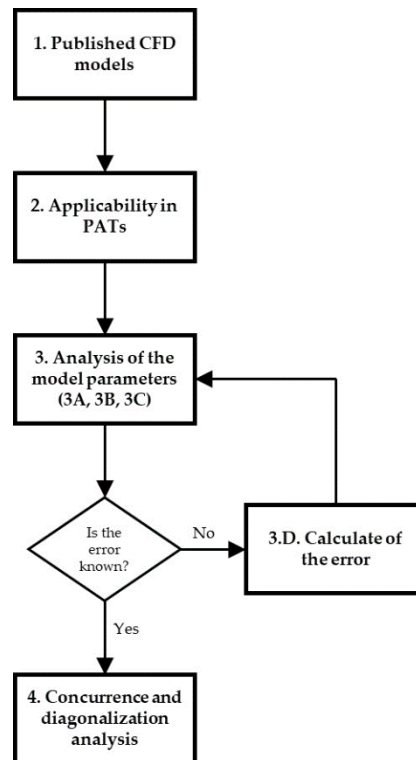


Figure 2 Methodology Flowchart.

1. Collection of information. Recent studies related to *PATs* research were found. A deep search was developed to do a great database, which helps to analyze the different published *CFD* analyses applied to pump working as turbine.

2. Selection of relevant information for this study. The papers of interest should be related to numerical simulation *CFD* applied to *PATs*: experimental studies, theoretical, mathematical models, new proposals for obtaining the characteristic curves of the pumps, studies of optimization of component elements, state of the art, studies of *PATs* for machine speeds fixed or variable, among others.
3. Information Analysis. The information consulted and collected from the studies analyzed is described below:

- Step 3A. From the *CFD* numerical simulation studies, the information obtained was: pump type-axial, radial or mixed; fixed or variable speed; rotational speed value; specific speed value; *CFD* package; boundary conditions at the entrance or exit of the machine; the turbulence closure model; mesh-type; and simulation results.
- Step 3B. The main results of the experiments were obtained from the experimental research.
- Step 3C. From the other studies, the results and conclusions obtained from different investigations were used to discover more about new applications and optimizations.
- Step 3D. Calculation of the relative error. In cases where both numerical simulation and experimental test results were obtained for the same conditions, the maximum relative error between the experiment and the numerical simulation was calculated according to the following equation:

$$\text{Relative Maximum Error (\%)} = 100 \left[\frac{\text{ABS}[X_{EXP} - X_{SIM}]}{X_{EXP}} \right] \quad (13)$$

where X_{EXP} and X_{SIM} are the values of the parameters in the experiment and the numerical simulation, respectively. These parameters or study variables are specified in the nomenclature part of this paper corresponds to the values that different researchers have compared between numerical modelling *CFD* and experimental tests. These values will serve as a reference to evaluate the success of modelling.

It should be noted that this calculation of the parameters with the maximum dispersion were considered to obtain the significant values. For some cases, the papers directly reported these values.

4. Concurrency and diagonalization. Based on the information collected and the results of the calculations, a concurrency and diagonalization analysis was performed to identify the number of investigations according to the type of *PATs* and to identify the main *CFD* modelling parameters used in successful experiences.

2.4 Results and Discussion

2.4.1 CFD Model Applied in PATs Simulations

In Figure 3a, it can be observed that the *CFD* computational package was mostly used for numerical models in *PATs* is *ANSYS*, as well as the preferred turbulence closure model is $k-\epsilon$ (Figure 3b). Figure 3a shows the most used software is the *ANSYS* package, while the use of free software such as *OpenFOAM* is used less than 10% of the published research. In this sense, the development of methodologies, which can establish improvement in the development of meshes, as well as the development of CAD tools to make these meshes in *OpenFOAM*, will help to introduce more researchers in the use of free packages as *OpenFOAM*.

Figure 3b shows the most used turbulence closure model is $k-\epsilon$. It represented 58% of the analyzed case studies. The $k-\omega$ was used in 27% of the analysed case studies and the rest of the turbulence models were used between 4% and 6%.

As shown in Figure 3a, the proprietary program *ANSYS* presents ease of handling, ease of simulation structure, and mesh optimizations through its accompanying software for *CFD* problems. On the other hand, the *FloEFD* software has the advantage of handling different programs in a single package, so it presents excellent ease of use. Finally, *OpenFOAM* benefited from being a free software package that could be adapted according to our specific needs [77], which gave it a significant advantage over the rest. To solve the *RANS* equations, the most used models in turbomachinery were $k-\epsilon$ and $k-\omega-SST$ (Figure 3b), which coincides with previous studies [64], [78] due to the benefits they represent in terms of reproduction of flow phenomenon in *PATs* as well as computational consumption [65]. Furthermore, in these closure models, viscous effects were taken into account, allowing for greater accuracy of the results of numerical models.

The previous idea is also related to what is observed in Figure 3c. The structured mesh was the most used because it presented the most accurate results and captured the viscous effects [64]. The structured mesh was obtained from the multi-block approach. So, it is shown that the application of a structured mesh and an appropriate closure turbulence model allows captures the viscosity effects, and the fluid in *PATs* can be well simulated.

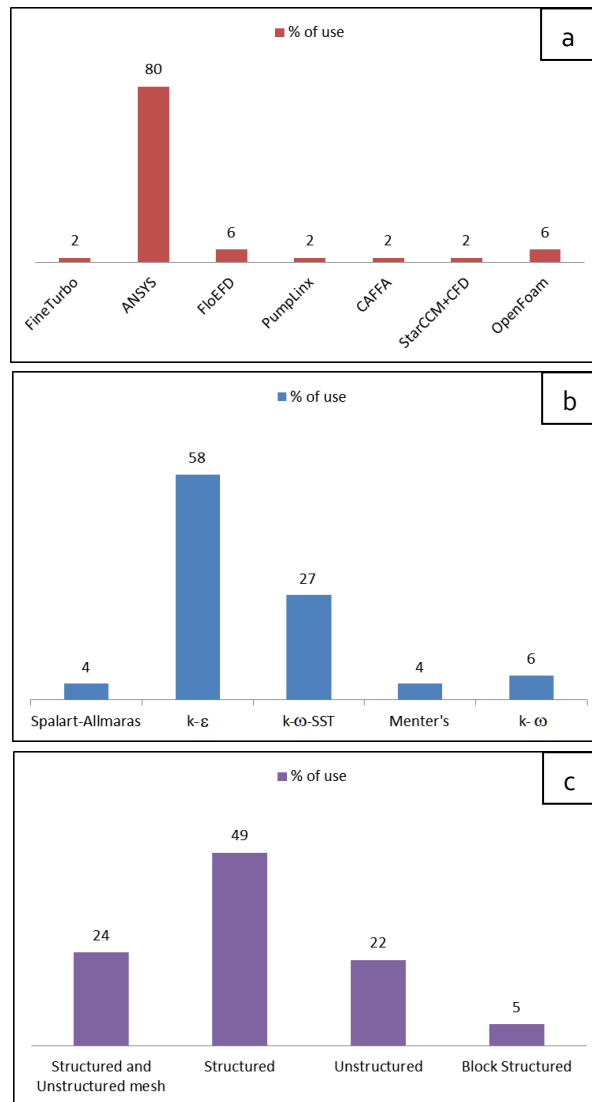


Figure 3 (a) CFD packages used in the published simulation; (b) Closure turbulence models, (c) Used mesh.

As shown in Table 2 and Figure 4, there are many investigations on *PATs* for radial flow pumps with fixed rotation speed and very few for variable rotation speed. However, this type of centrifugal pump is the only one that has been studied for this speed

condition. The number of papers which show report numerical models for pumps with the mixed flow and axial flow is much lower compared to the radial. However, it is observed that, in recent years, different studies have been made for this type of machine.

Type of Machine	Published Research	Consulted References
Axial	7	[[28], [61], [79]–[84]]
Mixed	5	[21], [84]–[86]
Radial	44	[26], [32], [53], [54], [59], [68]–[70], [81], [87], [88]–[97], [98]–[107], [108]–[117], [118]–[121]

Table 2 Review of PAT Referencers

The limited amount of research conducted on *PATs* in mixed and axial pumps (Figure 4) indicates that this field of study needs to be expanded to determine the feasibility of using this machinery in the applications mentioned above. The use of these machines is justified when the heads are low and the flow has high values [122]. In many real situations, the axial machines would adapt correctly, but the lack of previous experimental tests causes the water managers to have few analytical expressions to estimate the energy analysis using axial *PATs* [31].

Most centrifugal pumps, regardless of their specific speed, flow direction, and the number of impellers, can work in turbine mode to recover and generate energy. The consulted studies were classified by type of machine and type of rotational speed (fixed or variable) to find successful *CFD* applications in *PATs* and to find fields of research that have not been sufficiently studied. On the other hand, anticipating that the operation of the *PATs* will be in conditions of variable flow and recoverable height, it is necessary to know the strategies that can be used to establish hydraulic and electrical regulation in a system through machine arrangements and speed control. For this reason, the advances of numerical modelling must be understood to find expressions and relationships of prediction of the functioning of the *PATs* in this aspect.

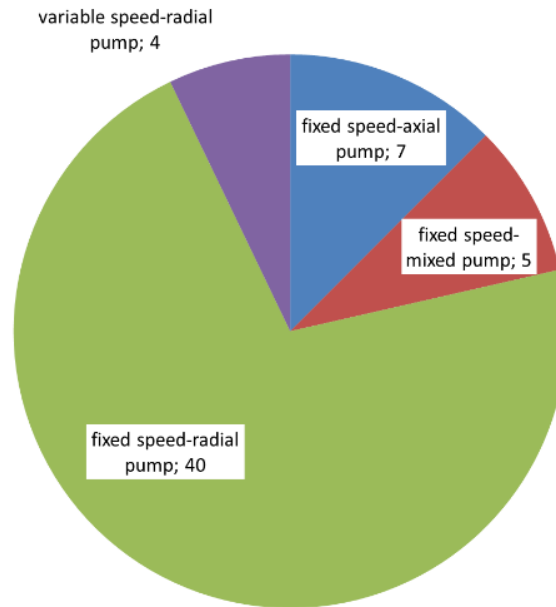


Figure 4. Consulted researches

2.4.2 Analysis of CFD Simulation when PATs Operated under Fixed Rotational Speed.

In analyzing *PATs* with axial pumps (high specific speed values), it is necessary to point out that applying this type of pump is for large flow values with low heads. It is essential for their testing in large laboratory setups. In this type of pump, White [79] compared a test for a high specific speed 230.8 rpm (m,kW) and *CFD* simulation, which results in a calculated relative error from 12.5% to 84% in *PATs* mode for the H/H_{BEP} relationship. According to this author, the difference between tested and simulated pumps is because both pumps were not identical. For the *CFD* simulation, there were simplifications in the elaboration of the machine's geometry and the staging interface. The software used in the numerical simulation was *CFX* Turbogrid-2.2.

Table 3 shows a summary of the main parameters which were used and obtained in the *CFD* simulations. The analysis of these parameters as well as the considerations in the different published research are used in the following discussion. The mentioned parameters or study variables allow evaluating the effectiveness of numerical modelling compared to the experimental results carried out in *PATs* research. These parameters are indicated in the Nomenclature part of the paper.

2. Artículo 1

ID	Reference	Boundary Conditions		Study-Variable	Relative Max Error (%)
		Inlet	Outlet		
1	[26]	stagnation pressure	static pressure	-	-
2	[68]	static pressure	mass flow	H	10
3	[70]	constant total pressure	constant static pressure	η	2.18
4	[69]	-	-	H	4
5	[20]	constant total pressure	constant static pressure	η	2.18
6	[87]	mass flow	static frame total pressure	H	5.56
7	[53]	mass flow	static pressure	η	5.19
8	[91]	volume flow rate	average static pressure	η	2.6
9	[92]	flow rate	static pressure	Q	10
10	[94]	-	-	H	2.2
11	[95]	uniform velocity distribution	constant static pressure	H	9.0
12	[32]	mass flow	static pressure	H, η	-
13	[96]	static pressure	mass flow	η	6.8
14	[98]	uniform velocity	constant static pressure	H	9
15	[99]	-	-	Q	0.82
16	[101]	velocity inlet	static pressure	η	8.70
17	[123]	total pressure	mass flow	H	3.70
18	[103]	static pressure	mass flow	η	7.69
19	[102]	velocity inlet	pressure outlet	η	3.99
20	[104]	velocity inlet	pressure outlet	-	-
21	[69]	total pressure	environmental pressure	-	-
22	[106]	mass flow	-	-	-
23	[99]	mass flow	-	H	4.81
24	[107]	pressure	mass flow	η	4.64
25	[108]	constant total pressure	variable static	ψ	4.00
26	[109]	pressure inlet	pressure outlet	p	28.60
27	[110]	static pressure	mass flow	P	12.31
28	[111]	static pressure	mass flow	-	-
29	[112]	mass flow	static pressure	P	14.71

2. Artículo 1

30	[113]	static pressure	mass flow	η	4.17
31	[114]	-	-	H	10.00
32	[115]	velocity	static pressure	H	10.70
33	[54]	volumetric flow rate	average static pressure	ψ	5.00
34	[117]	enviromental pressure 1bar	mass flow	-	-
35	[118]	static pressure	mass flow	-	-
36	[119]	mass flow	static pressure	ψ	-
37	[120]	total pressure	flow rate	η, ψ (design point)	4.9
38	[93]	mass flow, velocity direction, turbulence kinetic energy k and turbulent dissipation ϵ	static pressure	ψ	22.9
39	[29]	static pressure	mass flow	<i>PSHAFT</i>	3.51

Table 3 Boundary conditions, study variable and reported/calculated error in radial pumps with fixed speed rotation.

Pienika (2017) et al. [83] investigated an axial pump with the help of *OpenFOAM-Code* (CAFFA3d) created at the School of Engineering of the University of the Republic of Uruguay. The boundary conditions at the inlet and outlet were uniform pressure and mass flow, respectively. The experimental test was executed in the Laboratory of the School of Engineering of the University of La Plata. The maximum calculated relative error reached in H was 2.1%. Woo [82] presented research with multi-objective optimization for a counter-rotating axial type pump-turbine operated in both direct and reverse modes. The numerical simulation was performed with package *ANSYS*, with boundary conditions mass flow rate and atmospheric pressure in the inlet and outlet, respectively. The turbulence closure model was $\kappa-\omega-SST$, and the mesh was hexahedral. The reported relative error was less than 1% for the efficiency.

Kerschberger [80] has developed an inverse design method to optimize and redesign the blade profile. A simulation was carried out with *ANSYS CFX5 V12*, used a mixed mesh with structured and unstructured elements, and its closure model was $k-\omega$. Renzi [81] conducted a case study of an axial flow pump in direct and reverse mode in a wastewater sewer to place it in a treatment plant. The simulation was executed with the *ANSYS Workbench* package a PATs with a rotational speed of 260 rpm and used a

closure model $k-\omega$ -SST. The boundary conditions were mass flow rate per vane in the inlet section and gauge pressure in the outlet section. Finally, Carravetta [28] simulated unsteady flow calculations for three different closure times of the stroking valves only for pump mode. None of these three studies carried out experimental research to verify the CFD simulations performed.

Although it is not so common to employ centrifugal pumps with the mixed flow for PATs, according to Hlbocan [84], mixed flow pumps with a vane diffuser might be employed in a turbine operation mode without any troubles. This author used a CFD modelling for a pump with $n_s = 257 \text{ rpm}$ (m,kW) and a $n = 1800 \text{ rpm}$. The computational grid was composed of 2.5 million hexahedral elements, and a transient simulation was executed. The boundary conditions were for both pump and turbine modes, static pressure at the outlet, and mass flow at the inlet. The selected closure turbulence model was $k-\epsilon$.

Capurso [85], [86], [124] conducted three investigations on double suction centrifugal pumps, which have a specific speed of $n_s = 21 \text{ rpm}$ (m,kW). The simulations were developed using *OpenFOAM* and were applied to run in transient simulations, including moving meshes for incompressible flow in pump and turbine modes. In the first study [85], the flow in the impeller at the exit was analyzed considering the slip factor. In the second paper [86], the authors extended their research on the slip phenomenon, which developed a 1D performance prediction that allows reducing the prediction error for the experiments on the pump for a similar specific speed by 5% of the design point compared to a non-slip model. To establish comparisons between the modelling and the experiment for the H/H_{BEP} parameter, relative errors of 2.4% and 4.8% were obtained, respectively. The third work [124] presented the design of a new impeller that optimizes the operation of the PATs and carried out an analysis of cavitation and NPSHr at PATs under different operating conditions. For all cases, the boundary conditions were mass flow rate at the inlet and uniform pressure distribution at the outlet, the rotation speed was 3900 rpm, and the closure model $k-\omega$ -SST. In [86], the grid was composed of unstructured hexahedral elements while in [124] hybrid mesh.

Rawal et al. [21] performed experiments and numerical modelling on a single-stage mixed-flow pump with a specific speed of 93 rpm (m, kW) and a rotation speed of 1450 rpm. The experimental part was held at the University of Karlsruhe, Germany. The numerical simulation was performed with a commercial code, and the boundary conditions were total pressure at the inlet in the mass flow outlet. The closure model was $k-\epsilon$, and the mesh was composed of unstructured tetrahedral mesh elements. The authors concluded that this numerical model helped to investigate several parameters that are not easily measured experimentally and established that experiment modellers should improve discrepancies between the experimental part and the

simulation with better modelling techniques. Our research calculated a maximum relative error of 12.1% for the study variable that was H.

Regarding radial pumps with fixed rotation speed (a significant number of investigations and experimental tests), 40 studies were found. The boundary conditions in most studies for the input and output sections were flow rate and static pressure. The study variables, for which the relative error between numerical simulation and experimentation was obtained, were H, ψ , η , *PSHAFT*, and Q. Table 3 and Figure 5a show the main parameters used in numerical simulation compared to the calculated relative error.

The relative error range of 0 to 9% shows that this occurred in a range of rotation speeds from 1000 to 2950 rpm. The *CFD* package was used is *ANSYS*, and there were different closure models, i.e., *k- ϵ* , *k- ω* and *k- ω -SST*. From a mesh point of view, mixed grid unstructured and structured blocks were observed. When analyzing the error range from 9 to 11%, the rotation speeds varied from 900 to 1750 rpm as in the previous case. For the numerical simulation, it was observed that *CFD* packages *ANSYS*, *StarCCM+CFD*, and *FloEFD* were used. In this specific range, the closure models *k- ϵ* and *k- ω -SST* were applied, and the mesh had structured blocks, and an unsteady and structured hexahedral.

There were rotation speeds of 1450 and 1500 rpm in the range of 11–19% of relative error, meshes with structured blocks and *k- ϵ* closure model, and the *FineTurbo* package.

As shown in Figure 5a, the leading modelling parameters are the *ANSYS* package, the closure model *k- ϵ* , and mesh with structured block. From the experimental point of view, the most used rotation speed is 1500 rpm. Figure 5a shows that the relative error between experiments and numerical simulation in the research that uses Menter's turbulence models is near to 2.5%.

Páscoa et al. [32] presented correlations to predict the head and flow of *PATs* based on direct operation in a centrifugal pump in reverse mode. The *CFD* package in this research was *FLUENT* and the closure turbulence model Spalart Allmaras. The number of nodes was 2,134,777 for a 3D unstructured. Yang et al. [29] compared three *PATs* prediction methods: a theoretical and empirical analysis, *CFD*, and experimental. A new formula was created to test *PATs* and then compared with Stepanoff and Sharma predictions. After the experimental test, the achieved results suggested that the numerical method's agreement could predict *PATs* performance and BEP with acceptable accuracy.

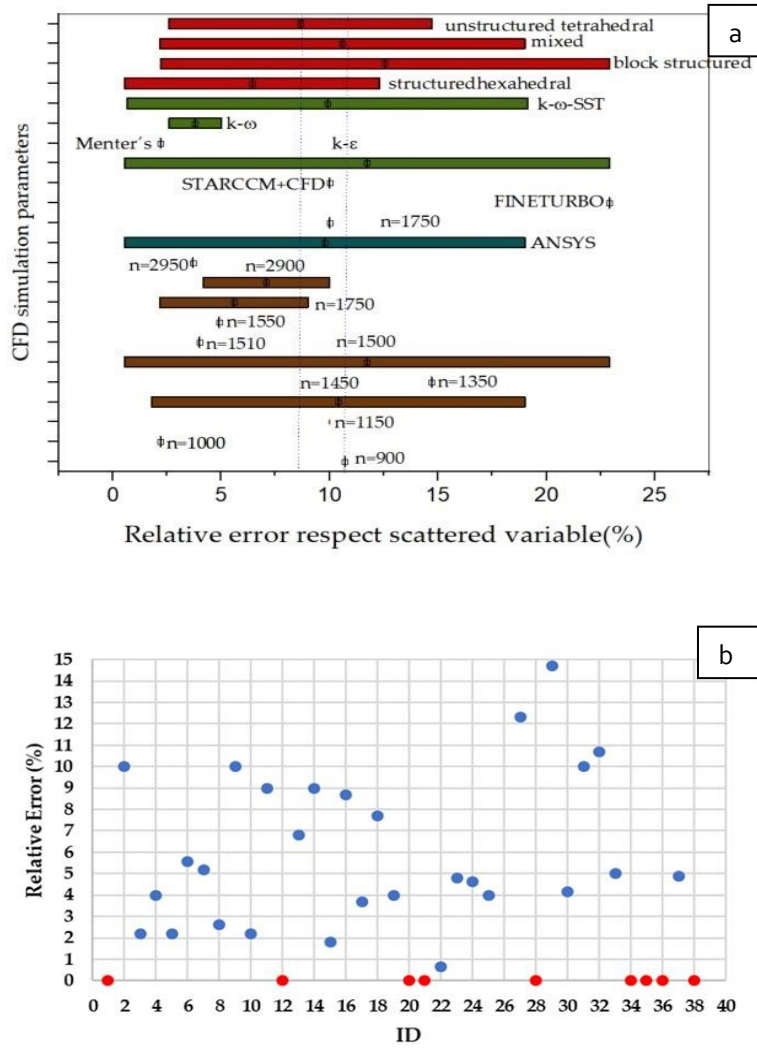


Figure 5 (a) Error analysis as a function of CFD parameters; (b) Error analysis as a function of relative error and ID (red points indicate the data is not available in the research or it cannot be calculated)

The grid was composed of hexahedral elements, and boundary conditions were static pressure at the inlet, and mass flow rate at the outlet. A simulation was carried out with ANSYS code and the closure model was κ - ϵ . This author reported a relative error of 3.51%. The same author [96] presented an analysis of blade influence number on the

performance and pressure pulsations in *PATs*, concluding that there is an optimal blade number for a *PATs* to achieve the highest efficiency, and that the pressure pulsations reduce with increasing blade number. The calculated relative error was 6.8% for efficiency. Finally, in new research [71], Yang et al. investigated how the radial gap between impeller tips and volute tongue influences the performance and the pressure pulsations of *PATs* using numerical simulation similar to the previous two simulations. The results showed an optimal radial related to the *BEP* and that, if the radial gap increased, the high-frequency pressure pulsation would be reduced. *CFD* Package, boundary conditions, closure turbulence, and grid are the same for the three last investigations.

Wang et al. [68] presented a numerical and experimental study on a centrifugal pump with forwarding curved blades. The principal parameters for the simulations were *ANSYS* Code, the $k-\epsilon$ turbulence model, static pressure at the inlet, the mass flow rate at the outlet and a hexahedral grid. The reported relative error for H was 10%. The same authors [53], through theoretical, practical, and numerical analysis, carried out a design of a special impeller in 2017 to use in *PATs* with the next conditions in the simulation: *ANSYS* Code, the $k-\epsilon$ turbulence model, the mass flow rate at the inlet, static pressure at the outlet, and a structured hexahedral grid. The calculated relative error when the efficiency was analyzed is 5.19%. Su et al. [120] focused on the internal flow-rate characteristics and attempted to reveal the periodic rules of flow-rate distribution. The main conclusions are that time average velocity diminished between the outlet and inlet section of the *PATs*, the net fluid passed in certain sections and others in the gap region between the rotor and the volute, and the reported relative error for η at the design point was 4.9%. In this report, *CFX* code and the $k-\omega$ -*SST* closure model were used.

Bahreini [87] designed three centrifugal pumps with *CFturbo V.9* software, and their performance was analyzed by *ANSYS CFX 16*. The boundary condition at the inlet was mass flow while, at the outlet static frame and total pressure, the calculated relative error was 5.56%. Pérez-Sánchez and Simao [92] executed analysis for *PATs* installed in parallels systems. These studies have contributed to a better understanding of the *PATs'* behavior in systems. Principal parameters in the simulation were *FloEFD* code and $k-\epsilon$ with all wall functions, and the mesh was generated with *Solidworks*. The reported relative error in this research was 10%.

Rossi et al. [91] presented a predicting model of *PATs* performance at design and in off-design operating conditions based on a predicting model derived from experimental data from 32 *PATs* and numerical simulation using *CFD* analysis. This analysis was executed with *ANSYS CFX* for a grid composed of tetrahedral wedges and hexahedral wedges and pyramids with a $k-\omega$ turbulence closure model. The reported relative error

for the efficiency was 2.6%. Lal [90] carried out, with ANSYS for a grid of tetrahedral elements developed with ICEM-CFD, an analysis of cavitation and $NPSH_r$ at PATs under different operating conditions. Koswara et al. [109] carried out an analysis to optimize PATs changing the angle of impeller blade tip using ANSYS FLUENT software with the k- ϵ closure model and boundary conditions of pressure at the inlet and outlet of the domain. Results show that the optimal impeller blade angle is twenty-five degrees. The relative error calculated was 28.6% for p.

Figure 5b shows the relative error of the different thirty-nine case studies, which were considered in this analysis. The error relative was between 0.66 and 14.71%, except ID26, which had an error of 28.6%. The average error was 6.86% and the standard deviation was 5.45. This value enables us to use of the numerical results to develop analytical expressions and to estimate the characteristic curves for the development of the energy analysis after.

The smallest error reported for fixed rotational speed was 0.82% for discharge in the work of Wang et al. [101], who analyzed the effect of the slip factor using CFD and presented a new theoretical Head prediction method valid for low specific speed PATs ($N_s < 60$). The methodology showed more accuracy than other predicting models. In the validation of numerical simulation, this research presented a relative uncertainty in discharge, head, shaft power, and efficiency of PATs of $\pm 0.82\%$, $\pm 1.2\%$, $\pm 1.72\%$ and $\pm 2.5\%$, respectively.

2.4.3 PATs under Variable Rotational Speed

In the case of radial pumps used as PATs with variable speed rotation, the total range of rotational speeds varies from 300 to 2910 rpm and the packages used were FloEFD, PumpLinx, and ANSYS. The turbulence closure model used in all cases was k- ϵ . The boundary conditions at the inlet in most cases were volumetric flow and static pressures at the outlet. Different mesh types were used, both structured and unstructured, to perform the simulations. The calculation of relative error between the experiment and the value obtained in the numerical modelling for each study variable is specified in Table 4.

Frosina et al. [121] developed a new method for PATs with numerical simulation. Three centrifugal pumps with various specific speeds were simulated in direct mode and compared with manufacturers' data. Then, a numerical model was carried out in reverse mode and compared and validated with experimental data from a dedicated test bench from the University of Naples Federico II.

There is a dispersion because some methods present high deviations, and the others are similar.

<i>n</i>	Package	Numerical Simulation		Boundary Condition		Error Calculation		Ref.
		Closure M	Grid	Inlet	Outlet	Variable-Study	Relativemax Error (%)	
300–2200	<i>PumpLinx</i>	k- ϵ	hexagonal not deformed cells	flow	pressure	p	3.10	[121]
520–1500	<i>FloEFD</i>	k- ϵ	structured hexaedral	flow rate	pressure	$\Delta H, \eta$	(1,7–44,48), (0–52,4)	[89]
810–1500	<i>FloEFD</i>	k- ϵ with wall functions	structured hexahedral	flow rate	static pressure	H	9	[88]
1500–2910	<i>ANSYS - FLUENT</i>	k- ϵ	structured hexahedral/unstructured tetrahedral	Unif. velocity	static pressure	η	34.62	[59]

Table 4 Radial pumps analysis with variable speed rotation

The simulation was carried out with *PumpLINX* code for a hexagonal non-deformed grid and the k- ϵ turbulence closure model. The boundary condition at the inlet was volumetric flow, and in the outlet, pressure. The relative error calculated was 3.1% for p .

Pérez-Sanchez et al. [88] obtained the head drop for different rotational speeds in various machines by analyzing the behavior of pressure distribution for a *PATs* in a water pipe system. That study presented a *CFD* model with *FloEFD* code, the k- ϵ turbulence closure model with boundary conditions for the inlet and outlet of volume flow rate, and pressure recorded at the transducer. The reported relative error for H was 9%.

Pugliese [59] et al. evaluated the performance of different centrifugal *PATs* (48 rps): horizontal and vertical axis, single-stage and multistage, and other motor class efficiency. Principal parameters for the *CFD* study were *ANSYS FLUENT* code, structured hexahedral and unstructured tetrahedral mesh, uniform velocity distribution at the inlet and static pressure at the outlet, and the closure turbulence model k- ϵ . The calculated error for the efficiency was 34.62%.

Simao et al. [89] studied the effect of rotational speed and the associated velocity variations. The research aims to analyze the velocity profiles for different rotational speeds. A comparison was established between the *CFD* model and experimental test results to learn about hydrodynamic flow. Developing the *CFD* simulation with *FloEFD*. The boundary condition at the inlet was volume flow rate which occurred in the outlet static pressure. The closure turbulence model was k- ϵ with wall functions.

The analysis of the error when the machine operates under variable speed showed that the *CFD* simulations had a high error value, which was between 1.7 and 52.4%. Mainly, this error was upper when the analyzed variable was the efficiency. This parameter was difficult to make estimations for both analytical as well as numerical analysis, but it is crucial to obtain accurate energy studies [31]. Besides, it should be noted that hexahedral structural are preferred to tetrahedral because of their efficiency in optimizing the space in which a smaller number of cells is required to solve the geometry. Furthermore, the mesh quality generated is considered for the orthogonality and the adaptability, with the computational package that is being applied. However, due to the forms that need to be analyzed in *PATs*, unstructured hexahedral elements are necessary. In most analyzed cases, the use of hybrid meshes generated by the combination of tetrahedral and hexahedral cells has been visualized with good results.

In contrast, according to the research carried out, the analysis of pumps as turbines from the *CFD* perspective should be addressed considering the following. (i) The

researcher must know the sources of error so that their respective values are in accepted ranges in engineering. It is essential to properly manage the mesh's type and quality, numerical methods, and different models' choices in modelling. (ii) From the meshing point of view, there is a wide variety of options, so it is necessary to adopt a mesh that suits the different geometry types. It should be noted that hexahedral structural are preferred to tetrahedral because their efficiency in optimizing the space is better. (iii) In some cases, the studies were presented to determine the mesh size suitable for carrying out the simulations to reach optimal acceptable results from computational resources and time. Other important aspects to analyze are selecting the y^+ , the analysis time interval, and the time step.

2.5 Conclusions

There are not many studies related to numerical modelling in *PATs*, especially in machines with variable rotational speed. It is imperative to establish equations and laws that predict its behavior. Its proper handling would allow obtaining greater efficiency in its operation. The number of studies with free code package and with closure model $k-\omega-SST$ is minimal when their significant advantages and capabilities are considered. Finally, *CFD* simulation with *ANSYS* code and $k-\epsilon$ turbulence closure models presented simulations and results with an adequate relative error; this code package is currently the most used in the numerical analyses of *PATs*.

To solve the *RANS* equations, it is necessary to reformulate the Navier Stokes equations according to their average values, which results in new equations and introduces new variables. To model the turbulent flow, it is proposed to use closure models for turbulent viscosity, obtaining models of one, two, or several equations. In most turbomachinery applications, the so-called $k-\epsilon$ and $k-\omega$ models are applied. The main objective is to improve convergence and speed up the process. Another closure model is the $k-\omega-SST$, which combines $k-\epsilon$ robustness with the accuracy of $k-\omega$ once. From a practical point of view, this latest model is the most recommended. When the investigations were carried out, the $k-\epsilon$ model was the most applied in most of the cases investigated.

This research shows the thirty-nine cases studies which were analyzed. This analysis shows the need to develop numerical and experimental analyses, which allow water modellers to analyze the behavior of *PATs* when they operate under variable rotational speed, improving the knowledge on axial machines. This analysis shows that only a few radial machines were studied under variable rotational speed numerically, and there are no studies which focus on mixed and axial machines operated as a turbine. If the energy improvement wants to reach by the installation of the micro-hydro power stations, the researchers must try to increase the knowledge database in machines,

which will be able to operate when the recoverable head is low since there are many locations which show high recoverable values of energy. From the meshing point of view, the most important thing is to guarantee the independence of the mesh and verify that the quality indicators of the same are adequate to execute the modeling. This opportunity has to help in the improvements of the different targets of the sustainable development goals.

Author Contributions

Conceptualization, V.H. and M.P.-S., methodology, F.P.; software, V.H.; formal analysis, F.P.; writing—original draft preparation, F.P., and M.P. -S.; writing—review and editing, M.P.-S. and P.A.L.-J.; visualization, V.H. and M.P. -S.; supervision, P.A.L.-J. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

3. Artículo 2

“New Expressions to Apply the Variation Operation Strategy in Engineering Tools Using Pumps Working as Turbines”

3.1 Description

Coautores: Frank Alex Plua Aguirre; Francisco-Javier Sánchez-Romero; Victor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

Revista: Mathematics ISSN 2227-7390

Factor de impacto: 2.592. JCR (Q1)

Estado: Publicado [Mathematics 2021, 9,830; doi: 10.3390/math908060].

Abstract

The improvement in energy saving aspects in water systems is currently a topic of major interest. The utilization of pumps working as turbines is a relevant strategy in water distribution networks consisting of pressurized pipes, using these machines to recover energy, generate green energy and reduce leakages in water systems. The need to develop energy studies, prior to the installation of these facilities, requires the use of simulation tools. These tools should be able to define the operation curves of the machine as a function of the flow rate. This research proposes a new strategy to develop a mathematics model for pumps working as turbines (*PATs*), considering the modified affinity laws. This proposed model, which can be input into hydraulic simulation tools (e.g., Epanet, WaterGems), allows estimation of the head, efficiency, and power curves of the *PATs* when operating at different rotational speeds. The

research used 87 different curves for 15 different machines to develop the new model. This model improves the results of the previously published models, reducing the error in the estimation of the height, efficiency, and power values. The proposed model reduced the errors by between 30 and 50% compared to the rest of the models.

Keywords: *PATs* model; modified affinity laws; hydraulic simulation tool.

3.2 Introduction

Mathematical models have been a very useful tool to improve the management of water networks [42]. These models improved both pressurized systems [8], as well as free surface channels [43], improving their management and behavior in steady and unsteady flows. Some of these models were focused on the integration of the management into the new sustainability challenges of the infrastructures [9].

The improvement of the sustainability has been analyzed in water systems from different points of view, such as leakage reduction [125], minimizing consumed energy in pump systems [4], and quality parameters in the water supply [3], among others. One of these strategies has been the use of pumps working as turbines (*PATs*). These machines replace the pressure reduction valves, taking advantage of the excess of energy in the pressurized water systems [14]. A *PATs* is a pump which works in reverse mode and it is cheaper than classical turbines of the same small size [15]. When this machine operates in this mode, it generates energy. The efficiency of these machines is lower than traditional turbines and its hydraulic efficiency value is between 0.6 and 0.7 [30]. The global efficiency is between 0.5 and 0.6 when all the electromechanical equipment (electric and electronic devices) is considered. The traditional machines are classified as action (e.g., Pelton, Turgo, among others) and reaction (Francis, Kaplan, among others), as described in [44]. In contrast, the *PATs* are pumps, and, therefore, their classification depends on the specific velocity (i.e., radial, mixed, or axial machines) [45], [126]

Previously, different investigations were published in which the use and analysis of *PATs* focused on analyzing the theoretical energy recovery [44] as well as the duty point of these machines, when information about the manufacturer was not known [45]. When the curves are not known, the head, efficiency, and power curves (these curves are called characteristic curves of the *PATs*) should be estimated when the pump is used in turbine mode. These expressions are defined by the following equations:

$$H_0 = A + BQ_0 + CQ_0^2 \quad (14)$$

$$\eta_0 = E_4Q_0^4 + E_3Q_0^3 + E_2Q_0^2 + E_1Q_0 + E_0 \quad (15)$$

$$P_0 = P_4Q_0^4 + P_3Q_0^3 + P_2Q_0^2 + P_1Q_0 + P_5 \quad (16)$$

where H_0 is the recovered head in nominal rotational speed in m.w.c.(water column); Q_0 is the flow rate in m^3/s ; A , B , and C are the coefficients, which define the head curve of the PATs; η_0 is the efficiency of the machine for each flow (non-dimensional); E_4 , E_3 , E_2 , E_1 , and E_0 are the coefficients, which define the efficiency curve; P_0 is the generated power in kW ; P_4 , P_3 , P_2 , P_1 , and P_5 are the coefficients, defining the power curve of the machine.

The head curve enables the determination of the recovered head as a function of the flow. The efficiency curve determines the efficiency of the machine according to the circulating flow; finally, the power curve establishes the generated power by the machine for each flow value. Previous references demonstrated the possibility to estimate these curves by use of non-dimensional parameters [46]. This estimation should be developed using non-dimensional parameters and they are head number (h), flow number (q), efficiency number (e), and torque number (b) [47]. The different non-dimensional parameters, which are used to regulate the machines by variation of the rotational speed, are the following:

$$q = \frac{Q_i}{Q_{BEP}} \quad (17)$$

$$h = \frac{H_i}{H_{BEP}} \quad (18)$$

$$e = \frac{\eta_i}{\eta_{BEP}} \quad (19)$$

$$p = \frac{P_i}{P_{BEP}} = qhe \quad (20)$$

where q , h , e , and p are the flow, head, efficiency, and power coefficients; Q_i is any flow value of the PATs in m^3/s ; H_i is the head for Q_i according to the head curve in m.w.c.; η_i is the efficiency of the machine when the flow is Q_i ; P_i is the effective power for Q_i ; Q_{BEP} , H_{BEP} , P_{BEP} , and η_{BEP} refer to the best efficiency point (BEP) of the machine, which define the best efficiency head (BEH) when the rotational speed is changed.

In line with this, the reduction of the uncertainties by estimating the characteristic curves with respect to their known behavior as pumps has been an objective of different studies [127]. Different semiempirical methods have been published, proposing polynomial expressions to estimate the *PATs* curves, when the machine operates with constant rotational speed [30], [45], [48], [49]. The development of these mathematical expressions was crucial to improve the characterization of the *PATs* and the energy models to analyze the energy recovery.

However, the flow rate changes over time in the different pipes of the water networks due to the demands of the users. Therefore, the energy analyses are not maximized when they consider *PATs*, if they work under constant rotational speed. To increase energy recovery, different strategies have been published in which the energy maximization was reached when the machine operated at different rotational speeds, called the variable operation strategy (named *VOS*) [50]. The variation of the rotational speed is crucial to reach the best efficiency values in the water systems, and it is the focus of new challenges in hydropower systems also applied to Francis turbines [51]. Furthermore, when the rotation speed changes, it is necessary to introduce knowledge of *PATs* curves into mathematical models, which analyze energy recovery in water systems. The lack of mathematical expressions makes it difficult to improve energy estimates when applying the *VOS* strategy in the modeling of water systems [128].

In recent years, some researchers have published different methods which allow water managers and companies to estimate the characteristic curves of *PATs*, avoiding the experimental tests when developing preliminary energy studies. Efficiency and head curves operating without variation of rotational speed were described in [29], [52]. The analysis of *PATs* curves was carried out using other methods, which proposed expressions considering specific speed as well as the best efficiency point [24], [54], [55]. These methods did not consider the variation in the rotational speed, which is of paramount importance to reach the maximization of the recovered energy [56].

A step forward was taken in 2014, when some researchers analyzed the variation in rotational speed through experimental tests to improve the maximization of energy recovery. Research described in [45] proposed empirical expressions using four different tested machines in 2016. These equations should only be considered when the specific speed is between 120 and 162 (m, kW). In 2018, two *PATs* were tested and they were used to define other expressions, which could estimate the characteristic curves when the best efficiency point was known [129]. Research published in [130] studied the efficiency, power, and head curves in one *PATs*, which

was installed in water pressurized systems in 2020. All studies used between one and four machines [45], [128]–[130]. The low number of machines reduces the applicability of the proposed expressions, when other machines are used. To solve this issue, the present research goes one step further, using 87 different tested characteristic curves (i.e., head, efficiency, and power) of the majority of hydraulic machines, which have been published in previous references.

New empirical expressions are here proposed. These expressions could be used by modelers, who could improve their energy analysis when they apply the *VOS* strategy in water systems. Previous research has conducted similar analyses to define the characteristic curves of the machine [45], [128]–[130]. They used non-dimensional numbers (i.e., q , h , e , and p), which are calculated at the best efficiency point. These values were used to propose functions, which depended on the ratio of the rotational speed of the machine to modify the affinity laws. This proposal improves the use of *PATs* in the simulation tools. It will enable the reduction of the uncertainty in the previous energy analysis when the use of *PATs* is considered in a real case study. The proposed expressions reduced the error indexes when they were compared with the other published methods, as well as increasing the validity range. Furthermore, these expressions are based on fifteen different machines, which had 87 different curves, increasing the number of experimental curves.

3.3 Material and Methods

3.3.1 Methodology

The methodology proposed herein is focused on obtaining some particular empiric expressions, which allow water managers to develop tools for modeling *PATs* in water systems, when they operate at variable rotational speed. The strategy is based on the knowledge of the operation curves (head, efficiency, and power) at nominal speed [131]. The proposed method is based on classical expressions of the hydraulic machines, proposing a strategy to modify them by the affinity laws.

The main objective of the strategy is to propose an empirical expression that allows water managers to introduce management tools to simulate the different scenarios under the *VOS* operation. Furthermore, the method will reduce the errors when the characteristic curves are estimated in variable velocity conditions. To achieve this, different steps were proposed to derive the new expressions considering the modification of the affinity laws of hydraulic machines. [132]. Finally, the method was

validated with the different tested machines. Figure 1 shows the different proposed steps. These steps are the following:

1. Obtaining experimental characteristic curves of the PATs. The characteristic curves (i.e., head, efficiency, and power curve) were made available for the different machines using experimental data which were published by other researchers. Both the nominal curve and the curves for different rotational speeds were digitized using Equations (14) – (16).
2. Definition of the dimensionless values of the curve to apply the affinity laws. This is developed using the previously defined equations (Equations (17) – (21)). When the affinity laws are applied, the congruence parabola is defined by the following equation [131]:

$$H_{PC} = \frac{H_0}{Q_0^2} Q^2 = k_{AL} Q_j^2 \quad (21)$$

where Q_j is the new flow rate in m^3/s in which the machine has to operate. H_{PC} is a parabola, which has the same efficiency at each point. This consideration is theoretical, since (in practice) it is only acceptable for values around $\pm 20\%$ of the best efficiency point of the machine [131]. This variation in the rotational speed of the machine is defined by the ratio between the rotational speed (n_j) of the machine to reach the value (Q_j) and the nominal rotational speed (n_0). This ratio between n_j and n_0 is called α .

The affinity laws are expressions which define points similar to each other under conditions of restricted similarity, neglecting the stresses due to viscosity. These expressions are defined by the following expressions [131]:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0} = \alpha \quad (22)$$

$$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \alpha^2 \quad (23)$$

$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3 = \alpha^3 \quad (24)$$

where Q_1 is the flow under the new conditions of rotational speed (n_1) in m^3/s ; H_1 is the head under the new conditions in m w.c.; P_1 is the shaft power under the new conditions in kW. When affinity laws are applied for different rotational speeds, the variable operation strategy (VOS) can be defined between ratios of α_{min} and α_{max} .

When affinity laws are applied, the dimensionless parameters are:

$$q = \alpha \quad (25)$$

$$h = \alpha^2 \quad (26)$$

$$e = 1 \quad (27)$$

$$p = \alpha^3 \quad (28)$$

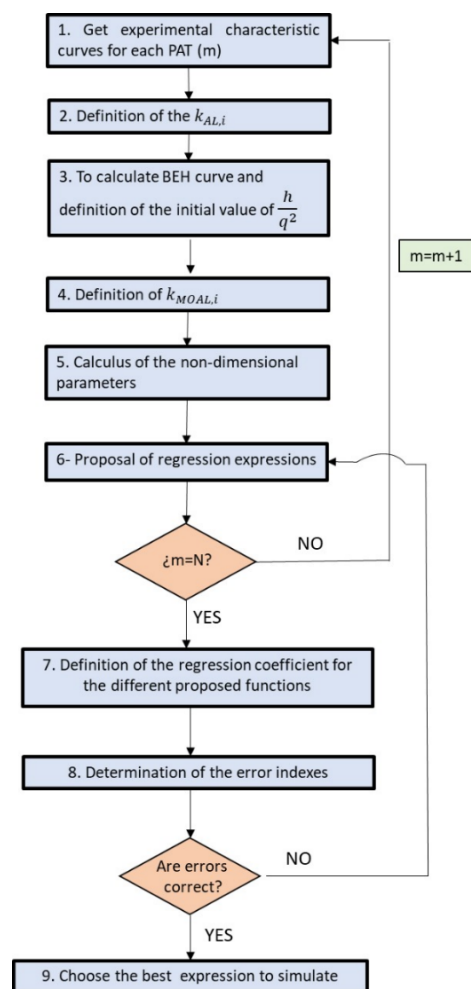


Figure 6 Methodology proposed to derive the expressions (m is the number of experimental machines, N is the maximum number of the tested machine).

Applying the affinity laws, $k_{AL, BEH}$ is defined by the following expression, considering that ratio $\frac{h}{q^2} = 1$ (if the classical affinity laws is applied ideally):

$$k_{AL, BEH} = \frac{A}{Q_{BEP}^2} + \frac{B}{Q_{BEP}} + C \quad (29)$$

3. When the dimensionless parameters (q , h , e and p) are defined, the best efficiency curve (BEH) of the machine is determined. BEH is the curve which establishes the recovered head for each flow, maximizing efficiency and changing the rotation speed of the machine, this curve is defined in [129]
4. When the *BEH* is known for each machine, the ratio h/q^2 is defined for the different values, using the experimental data as well as the regression of the different head and efficiency curves. This parameter is defined for each rotational speed of the machine. The rotational speed varies between the α_{min} and α_{max} of the VOS. The operation area is defined by the maximum and minimum rotational speed, determined by the tested machine.
5. In [129], [133], variations of the affinity laws are proposed, where the flow ratio (Q/Q_0) is a function that depends on α ; taking into account this modification of the affinity laws, the corresponding parameter k_{AL} for the modified affinity laws (*MOAL*) can be defined when the affinity laws are modified by the following expression:

$$k_{MOAL, BEH} = \frac{h}{q^2} \left(\frac{A}{Q_{BEP}^2} + \frac{B}{Q_{BEP}} + C \right) \quad (30)$$

6. The value of the $k_{MOAL, BEH}$ coefficient is defined for the different rotational speeds of the machine, determining the cut-off point with the hypothetical head surface and machine efficiency. (Figure 7).

Once the $k_{MOAL, BEH}$ using Q_{BEP} and H_{BEP} , k_{MOAL} is extended for different values of Q_0 , defining the $k_{MOAL, i}$ for each rotational speed and the intersection points with head and efficiency areas are calculated. These points are Q_0 , H_0 , h_0 , $Q_{i, aj}$, $H_{i, aj}$ and $h_{i, aj}$ (Figure 8, a, b). The values of this parameters enable definition of the new non-dimensional values, which will define the functions of the modified affinity laws. Each of these points is calculated considering the intersection point for each rotational speed curve.

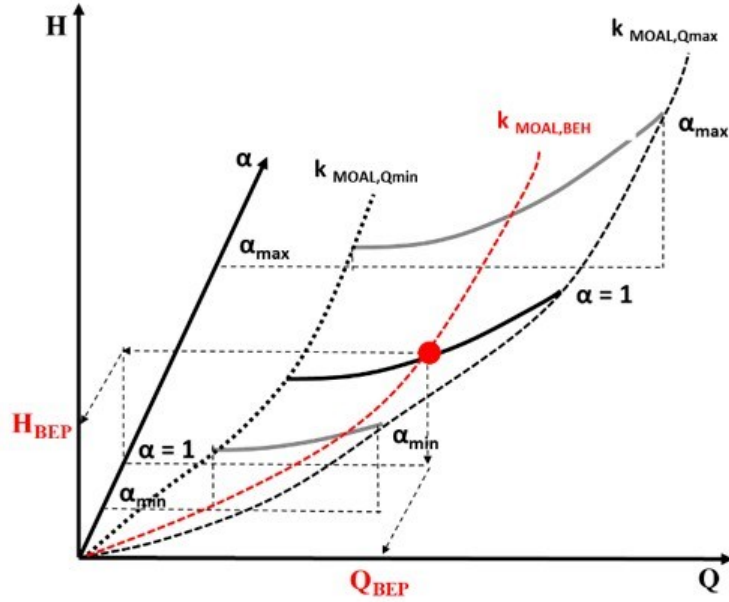


Figure 7 Congruence parabolas for the different values and rotational speeds when modified affinity laws (MOAL) is applied.

The new non- dimensional parameters are defined by the following expressions:

$$q_{i,j} = \frac{Q_{i,\alpha j}}{Q_{i,0}} \quad (31)$$

$$h_{i,j} = \frac{H_{i,\alpha j}}{H_{i,0}} \quad (32)$$

$$\eta_{i,j} = \frac{\eta_{i,\alpha j}}{\eta_{i,0}} \quad (33)$$

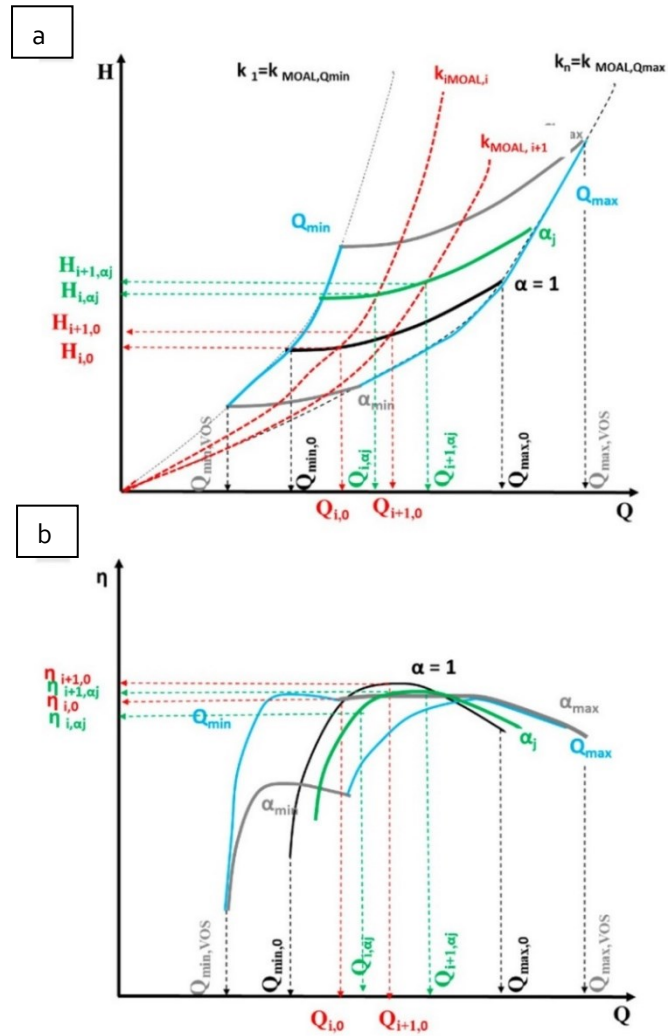


Figure 8 Definition of head as a function of the flow for different rotational speeds; (b) Definition of the efficiency as a function of the flow for different rotational speeds considering the VOS area.

7. Once the non-dimensional parameters for the different rotational speeds are defined, the regression expressions are proposed. These functions depend on

rotational speed (α), which is a significant variable [133] when the non-dimensional parameters are defined (i.e., h, q , and e). Moreover, different expressions are also proposed considering the ratio Q/Q_{BEP} . This parameter is considered since it measures the gap between the flow value and the flow for the best efficient point. The incorporation of this parameter will improve the regression coefficient of the expressions, as well as reducing the errors. The modified affinity laws are then defined according to different expressions:

$$H = h(A + B \frac{Q}{q} + C \left(\frac{Q}{q}\right)^2) \quad (34)$$

$$\eta = e \left(E_4 \left(\frac{Q}{q}\right)^4 + E_3 \left(\frac{Q}{q}\right)^3 + E_2 \left(\frac{Q}{q}\right)^2 + E_1 \left(\frac{Q}{q}\right) + E_0 \right) \quad (35)$$

$$P = p \left(P_4 \left(\frac{Q}{q}\right)^4 + P_3 \left(\frac{Q}{q}\right)^3 + P_2 \left(\frac{Q}{q}\right)^2 + P_1 \left(\frac{Q}{q}\right) + P_0 \right) \quad (36)$$

Ten different functions (F_i) were proposed, in order to be analyzed and obtain the best one to estimate the behavior of the machine when it operates at variable rotational speed. Table 5 shows the proposed functions in which the different coefficients (β_i) are calculated as a function on the analyzed F_i . This analysis proposes six polynomial functions and four exponential expressions.

8. This step is related to the previous step and concerns the recalculation of the coefficients β_i considering the values of all the tested machines $q_{i,j,m}$, $h_{i,j,m}$, and $e_{i,j,m}$. The sub-index "m" refers to each tested machine.
9. Having the coefficients for the different functions (F_i) as well as the non-dimensional parameters (i.e., h , q , e , $\frac{h}{q^2}$, $\frac{he}{q^2}$) defined, the errors of the proposed functions by *MOAL* are calculated. The error indices considered were root mean square error (*RMSE*), mean absolute deviation (*MAD*), the mean relative deviation (*MRD*), and *BIAS*:
 - a. *RMSE*. This error index measures the error between the empirical expression and experimental values. When *RMSE* is zero, this value indicates a perfect fit. It is defined by (24)

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^x [O_i - P_i]^2}{x}} \quad (37)$$

3. Artículo 2

Where O_i are the estimated values; P_i the experimental values, and x is the number of observations.

Polynomial function (From F_1 to F_6):	
Function	$NP = \beta_1 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + \beta_2 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 + \beta_3 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + \beta_4 \alpha^2 + \beta_5 \alpha + \beta_6$
Model	Potential function (From F_7 to F_{10}):
(FM)	$NP = \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^{\beta_3} \alpha^{\beta_5} \cdot \exp^{\beta_6}$
F_1	$NP = \beta_4 \alpha^2 + \beta_5 \alpha$
F_2	$NP = \beta_4 \alpha^2 + \beta_5 \alpha + \beta_6$
F_3	$NP = \beta_2 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 + \beta_4 \alpha^2 + \beta_5 \alpha$
F_4	$NP = \beta_2 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 + \beta_4 \alpha^2 + \beta_5 \alpha + \beta_6$
F_5	$NP = \beta_1 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + \beta_2 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 + \beta_3 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + \beta_4 \alpha^2 + \beta_5 \alpha$
F_6	$NP = \beta_1 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + \beta_2 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 + \beta_3 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + \beta_4 \alpha^2 + \beta_5 \alpha + \beta_6$
F_7	$NP = \alpha^{\beta_5}$
F_8	$NP = \alpha^{\beta_5} \cdot \exp^{\beta_6}$
F_9	$NP = \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^{\beta_3} \alpha^{\beta_5}$
F_{10}	$NP = \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^{\beta_3} \alpha^{\beta_5} \cdot \exp^{\beta_6}$

*NP is the non-dimensional parameter. It can be $\frac{h}{q^2}$ or $\frac{he}{q^2}$

Table 5 Proposed functions to be analyzed.

- b. *MAD*. This index measures the average of the errors in the estimated values, using the absolute differences between estimated and experimental values. The perfect fit is defined when *MAD* is zero, and it is defined by the following expression (25):

$$MAD = \sum_1^x \frac{1}{x} |O_i - P_i| \quad (38)$$

- c. *MRD*. This index considers the weight of the error to the variable value. If *MRD* is zero, this value indicates a perfect fit. Formally, it is defined as follows (26):

$$MRD = \sum_1^x \frac{|O_i - P_i|/P_i}{x} \quad (39)$$

- d. *BIAS*. The index considers the variable tendency, analyzing whether the estimated values are greater (negative value) or smaller (positive value) than experimental values. It is defined by the following expression (27)

$$BIAS = \frac{\sum_{i=1}^N [O_i - P_i]}{x} \quad (40)$$

If the error values are acceptable and the goodness of the expressions is correct, the best expression is chosen in order to be applied. The best expression should set low error values, and it should consider a smaller number of variables.

3.3.2. Materials

The proposed methodology was applied using different experimental machines. As indicated, 15 *PATs* were used in this research, as shown in Table 6. The experimental database was developed from different consulted studies. These *PATs* were tested considering different rotation speeds (Table 7), which allowed interpolation of the different experimental values among rotation speeds. The specific speed (n_{st}) of the used machines was between 5 and 50 rpm. n_{st} is defined as:

$$n_{st} = n_0 \frac{P_0^{\frac{1}{2}}}{H_0^{\frac{4}{5}}} \quad (41)$$

ID	Ref.	n_{st} (m, kW)	n_o (rpm)	D (mm)	Q_{BEP} (l/s)	H_{BEP} (mw. c.)	η_{BEP}	RS	IP	AP	
1	[134]	20.66	1020	139	3.461	4.144	0.615	4	766	2393	
2		28.34	1200	200	24.460	12.437	0.596	7	621	3812	
3	[135]	25.57	1100	225	22.295	11.941	0.714	7	851	5646	
4		26.43	1100	250	23.731	11.910	0.766	7	766	5086	
5		17.68	1200	210	16.755	18.126	0.718	6	846	4377	
6	[136]	27.03	800	265	27.322	8.305	0.800	5	680	2997	
7		25.44	1200	255	28.392	15.859	0.715	6	580	3035	
8	[137]	13.65	1200	139	4.906	11.283	0.543	3	714	1937	
9	[138]	5.67	1100	193	9.762	51.267	0.703	6	680	3514	
10		31.16	3000	127	17.985	30.288	0.695	6	802	4535	
11	[139]	20.97	3000	158	17.975	51.355	0.727	6	777	4516	
12		50.71	2700	127	36.909	22.207	0.705	7	609	4139	
13	[140]	21.75	1000	419	95.591	34.428	0.795	4	745	2595	
14	[141]	13.84	1250	175	8.990	17.525	0.622	6	804	3020	
15	[142]	33.1	2900	189	50.050	52.849	0.646	7	708	4848	
								Total	87	10 949	56 450

Table 6 Characteristics of the used pumps working as turbines (PATs). RS, number of experimental curves, which were tested for different rotational speeds; IP, number of interpolated parabolas using the experimental curves for each rotational speed; AP, number.

3. Artículo 2

<i>q</i>								<i>p</i>							
<i>FM</i>	<i>R</i> ²	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	<i>FM</i>	<i>R</i> ²	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6
<i>F1</i>	0.9945	-	-	-	-0.4603	1.425	-	<i>F1</i>	0.9133	-	-	-	0.4447	0.4063	-
<i>F2</i>	0.863	-	-	-	-0.7538	2.0117	-0.2765	<i>F2</i>	0.6836	-	-	-	-0.8423	2.9793	-1.2124
<i>F3</i>	0.9955	-	0.1112	-	-0.4566	1.351	-	<i>F3</i>	0.9244	-	0.3783	-	0.4574	0.1547	-
<i>F4</i>	0.8802	-	0.0925	-	-0.6867	1.8224	-0.2163	<i>F4</i>	0.7109	-	0.2897	-	-0.6325	2.3865	-1.0239
<i>F5</i>	0.9956	-0.0109	0.2984	-0.2918	-0.5549	1.5705	-	<i>F5</i>	0.9357	2.0926	0.43	-2.2315	-1.0984	1.8245	-
<i>F6</i>	0.8809	-0.1525	0.1958	-0.0118	-0.6429	1.8489	-0.2241	<i>F6</i>	0.7297	1.6724	0.1255	-1.4005	-1.3596	2.6509	-0.6651
<i>F7</i>	0.831	-	-	-	-	0.7439	-	<i>F7</i>	0.8098	-	-	-	-	2.4762	-
<i>F8</i>	0.8243	-	-	-	-	0.6796	-0.054	<i>F8</i>	0.8019	-	-	-	-	2.2406	-0.1978
<i>F9</i>	0.8949	-	-	0.1847	-	0.5541	-	<i>F9</i>	0.8825	-	-	0.6644	-	1.7937	-
<i>F10</i>	0.8567	-	-	0.1675	-	0.5617	-0.0085	<i>F10</i>	0.8374	-	-	0.5855	-	1.8282	0.0388

3. Artículo 2

<i>h</i>								<i>h/q²</i>							
<i>FM</i>	<i>R²</i>	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	<i>FM</i>	<i>R²</i>	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6
<i>F1</i>	0.991	-	-	-	0.5072	0.4588	-	<i>F1</i>	0.9781	-	-	-	-0.5118	1.6305	-
<i>F2</i>	0.9474	-	-	-	0.0943	1.2844	-0.389	<i>F2</i>	0.7375	-	-	-	1.0476	-1.487	1.469
<i>F3</i>	0.9919	-	0.1161	-	0.5111	0.3816	-	<i>F3</i>	0.9811	-	-0.2347	-	-0.5196	1.7866	-
<i>F4</i>	0.9506	-	0.0874	-	0.1576	1.1055	-0.3321	<i>F4</i>	0.7639	-	-0.1139	-	0.9651	-1.2538	1.3498
<i>F5</i>	0.9922	-0.0942	0.474	-0.4828	0.3765	0.745	-	<i>F5</i>	0.9862	-1.5078	-0.4706	1.9296	0.7143	0.3415	-
<i>F6</i>	0.9512	-0.3107	0.3172	-0.0546	0.242	1.1708	-0.3426	<i>F6</i>	0.778	-0.6902	0.1218	0.3127	1.2224	-1.2655	1.294
<i>F7</i>	0.9653	-	-	-	-	1.7017	-	<i>F7</i>	0.207	-	-	-	-	0.214	-
<i>F8</i>	0.962	-	-	-	-	1.6646	-0.0312	<i>F8</i>	0.4018	-	-	-	-	0.3055	0.0768
<i>F9</i>	0.9734	-	-	0.1392	-	1.5587	-	<i>F9</i>	0.506	-	-	-0.2302	-	0.4505	-
<i>F10</i>	0.9684	-	-	0.1689	-	1.5457	0.0147	<i>F10</i>	0.4786	-	-	-0.166	-	0.4223	0.0317

<i>e</i>								<i>he/q²</i>							
<i>FM</i>	<i>R²</i>	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	<i>FM</i>	<i>R²</i>	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6
<i>F1</i>	0.9796	-	-	-	-1.2039	2.1823	-	<i>F1</i>	0.9792	-	-	-	-0.8255	1.8427	-
<i>F2</i>	0.2391	-	-	-	-0.8235	1.4219	0.3583	<i>F2</i>	0.1508	-	-	-	-0.1706	0.5336	0.6169
<i>F3</i>	0.9798	-	0.0535	-	-1.2021	2.1467	-	<i>F3</i>	0.9792	-	-0.0236	-	-0.8263	1.8584	-
<i>F4</i>	0.2602	-	0.0896	-	-0.7586	1.2385	0.4167	<i>F4</i>	0.1538	-	0.0316	-	-0.1478	0.469	0.6374
<i>F5</i>	0.9803	0.51	-0.5485	0.4514	-1.2321	1.8052	-	<i>F5</i>	0.9801	0.5319	-0.828	0.7565	-0.7572	1.2873	-
<i>F6</i>	0.2832	0.8271	-0.3187	-0.1758	-1.035	1.1815	0.5019	<i>F6</i>	0.1912	0.993	-0.4939	-0.1555	-0.4706	0.3804	0.7298
<i>F7</i>	0.0017	-	-	-	-	0.0306	-	<i>F7</i>	0.1753	-	-	-	-	0.2447	-
<i>F8</i>	0.0214	-	-	-	-	-0.1036	-0.1127	<i>F8</i>	0.116	-	-	-	-	0.2019	-0.0359
<i>F9</i>	0.2677	-	-	0.3404	-	-0.3191	-	<i>F9</i>	0.2197	-	-	0.1102	-	0.1315	-
<i>F10</i>	0.1019	-	-	0.2494	-	-0.2791	-0.045	<i>F10</i>	0.1288	-	-	0.0834	-	0.1432	-0.0132

Table 7 Values of the different β_i for each proposed function model and considering the different non-dimensional

Table 7 also shows the number of experimental curves (*RS*) which were tested considering different rotational speeds for each machine, the number of interpolated curves used, as well as the number of used points to develop the regression and database analysis. The analysis of the 87 tested curves for different *PATs*, which operated on different rotational speeds, enabled us to obtain 10,949 interpolated parabolas, as well as 56,450 work points, to develop the surface (Q, H, α ; Figure 7).

3.4. Results

3.4.1. Proposed function models

Once the experimental data from the referred 15 tested *PATs* were analyzed, the β_i coefficients were determined for the different non-dimensional parameters (*i.e.*, $q, h, e, p, h/q^2, he/q^2$). Table 7 shows the different values of coefficients β_i for each proposed function (F_i) to model the non-dimensional parameters (*NP*). Table 7 also shows the regression coefficient (R^2).

The goodness of these models was measured according to the different error indexes, which were described previously in the Methodology section by Equation (34)- (36). The different dimensionless parameters proposed for each machine and rotation speed were determined, defining the error rates for the ten different functions of the model. Table 8 shows the error values for each index, as well as its ranking compared among the ten functions. This table determines the average values of the error indexes, since these errors were calculated for each rotational speed in each tested machine (87 curves). *BIAS* shows the absolute value, in order to know the magnitude of this error in case of oversize or undersize of a variable (*i.e.*, $H, \eta, \text{ and } P$).

Table 8 shows the average error values for each *FM*. These errors values enable us to decide the best function model for each dimensionless parameter (*i.e.*, $h, q, e, \text{ and } p$). When the error analysis was developed, the best function model (*FM*) was *F6* for h and e dimensionless parameters. Although different *FMs* could be used, *F6* considered both rotational speed as well as the ratio $\frac{Q}{Q_{BEP}}$. The use of this ratio is interesting since it measures the distance between Q and Q_{BEP} . This is an important difference, since it allows water managers to fix the operation range of flow in order for the affinity laws to be applied[131].

When non-parameter p was analyzed, the *F7* function also was chosen since it only considered one variable (α), yielding good results in the estimation of the *PATs* curve.

3. Artículo 2

Expressions (21)					Expressions (22)					Expressions (23)				
$H = h \left(A + B \frac{Q}{4} + C \left(\frac{Q}{2} \right)^2 \right)$					$\eta = e \left(E_4 \left(\frac{Q}{q} \right)^4 + E_3 \left(\frac{Q}{q} \right)^3 + E_2 \left(\frac{Q}{q} \right)^2 + E_1 \left(\frac{Q}{q} \right) + E_0 \right)$					$P = p \left(P_4 \left(\frac{Q}{q} \right)^4 + P_3 \left(\frac{Q}{q} \right)^3 + P_2 \left(\frac{Q}{q} \right)^2 + P_1 \left(\frac{Q}{q} \right) + P_5 \right)$				
<i>FM</i>	<i>RMSE</i>	<i>MAD</i>	<i>MRD</i>	<i>BIAS</i>	<i>FM</i>	<i>RMSE</i>	<i>MAD</i>	<i>MRD</i>	<i>BIAS</i>	<i>FM</i>	<i>RMSE</i>	<i>MAD</i>	<i>MRD</i>	<i>BIAS</i>
	0.6869 (6)	0.5733 (6)	0.0325 (8)	0.1695 (7)		0.0596 (8)	0.0486 (8)	0.1161 (8)	0.0198 (9)		0.2666 (8)	0.221 (8)	0.1467 (8)	0.0678 (8)
<i>F1</i>	0.7234 (9)	0.6007 (9)	0.0296 (5)	0.1054 (6)	<i>F1</i>	0.0656 (10)	0.0493 (10)	0.1185 (10)	0.0173 (7)	<i>F1</i>	0.2391 (6)	0.1983 (7)	0.1313 (7)	0.049 (4)
<i>F2</i>	0.6099 (3)	0.5109 (1)	0.0286 (3)	0.0272 (5)	<i>F2</i>	0.0487 (4)	0.042 (6)	0.1139 (7)	0.004 (4)	<i>F2</i>	0.3341 (10)	0.259 (10)	0.1626 (10)	0.1305 (10)
<i>F3</i>	0.6535 (5)	0.5448 (5)	0.0274 (2)	0.0264 (4)	<i>F3</i>	0.0469 (2)	0.0381 (3)	0.1015 (2)	0.0009 (5)	<i>F3</i>	0.2732 (9)	0.213 (8)	0.1398 (8)	0.0222 (1)
<i>F4</i>	0.6077 (2)	0.5113 (2)	0.0289 (4)	0.0026 (2)	<i>F4</i>	0.0494 (5)	0.0424 (7)	0.1115 (6)	0.0052 (5)	<i>F4</i>	0.2314 (5)	0.1775 (5)	0.1216 (5)	0.0646 (6)
<i>F5</i>	0.6075 (1)	0.5154 (3)	0.0266 (1)	0.005 (3)	<i>F5</i>	0.0397 (1)	0.0331 (1)	0.0883 (1)	0.0027 (3)	<i>F5</i>	0.2472 (7)	0.194 (6)	0.1272 (6)	0.0654 (7)
<i>F6</i>	0.6101 (4)	0.5186 (4)	0.0302 (6)	0.3739 (9)	<i>F6</i>	0.054 (7)	0.0419 (5)	0.1033 (3)	0.0016 (2)	<i>F6</i>	0.1169 (1)	0.1017 (1)	0.0858 (1)	0.023 (2)
<i>F7</i>	0.6979 (7)	0.5911 (8)	0.332 (9)	0.0021 (1)	<i>F7</i>	0.0652 (9)	0.049 (9)	0.111 (5)	0.0222 (10)	<i>F7</i>	0.174 (4)	0.1471 (4)	0.0886 (2)	0.1127 (9)
<i>F8</i>	0.7697 (10)	0.6154 (10)	0.0349 (10)	0.4324 (10)	<i>F8</i>	0.0506 (6)	0.0414 (4)	0.1174 (9)	0.0182 (8)	<i>F8</i>	0.1486 (2)	0.13 (2)	0.0964 (4)	0.0364 (3)
<i>F9</i>	0.7085 (8)	0.5847 (7)	0.0321 (7)	0.216 (8)	<i>F9</i>	0.047 (3)	0.0379 (2)	0.1107 (4)	0.0064 (6)	<i>F9</i>	0.1504 (3)	0.1345 (3)	0.0942 (3)	0.0629 (5)
<i>F10</i>					<i>F10</i>					<i>F10</i>				

Table 8 Average error indexes for the different characteristics curves using the defined MOAL The ranking of the Fi when the error indexes are compared from (1) to (9) as indicated

F7 was used to determine the power curve directly by expression (28). However, when water managers wish to determine the power curve by the use of Q , H , and η , they should use the F6 function.

3.4.2. Error distribution Compared to Rotational Speed

Once F6 was chosen, the error of the modified affinity laws was compared with all tested curves. All error indexes were calculated for head, efficiency, and power.

When head was analyzed, the *MRD* was smaller than 0.05, with a cumulated frequency equal to 91%. The maximum value was 0.089. In head values, *RMSE* was smaller than 0.6 in 57 compared curves and *BIAS* was smaller than 0.25 in 49 compared curves.

When efficiency was compared, *RMSE* was smaller than 0.035 in 58% of the comparisons and it was smaller than 0.07 in 88% of the comparisons. When *MRD* was checked, it was smaller than 0.15, showing a *BIAS* value smaller than 0.069 in 92% of the cases.

When the error values for the power curve using the F6 function model were analyzed, *RMSE* was smaller than 0.2 (72% cumulated frequency). When *MAD* was analyzed, similar values were obtained. *MAD* was lower than 0.17, and the *MRD* was smaller than 0.2 in 90% of the samples.

However, when the errors of F7 were analyzed for the power curve, they showed the best approach. Figure 9 shows the error values for the power curve using the F7 expression. *RMSE* was analyzed (Figure 9a), and it was smaller than 0.18 (70% of cumulated frequency). This value was smaller than 0.09 in 51 cases. Moreover, when the α value was observed, smaller values were located between 0.8 and 1.2, reaching a minimum around 0.9.

When *MAD* was analyzed (Figure 9b), similar values were obtained. In this case, *MAD* values were smaller than 0.16 (92% of cumulated frequency). When *MRD* was analyzed (Figure 9c), this value was smaller than 0.2 in 94% of the samples. This value had a value of 65% of cumulated frequency for values lower than 0.07. Finally, *BIAS* had good accuracy, showing values lower than 0.1 in 85% of the sample. In all cases, the minimum errors were reached when the machine operated using α rates between 0.8 and 1.2, being the minimum for values near 0.9.

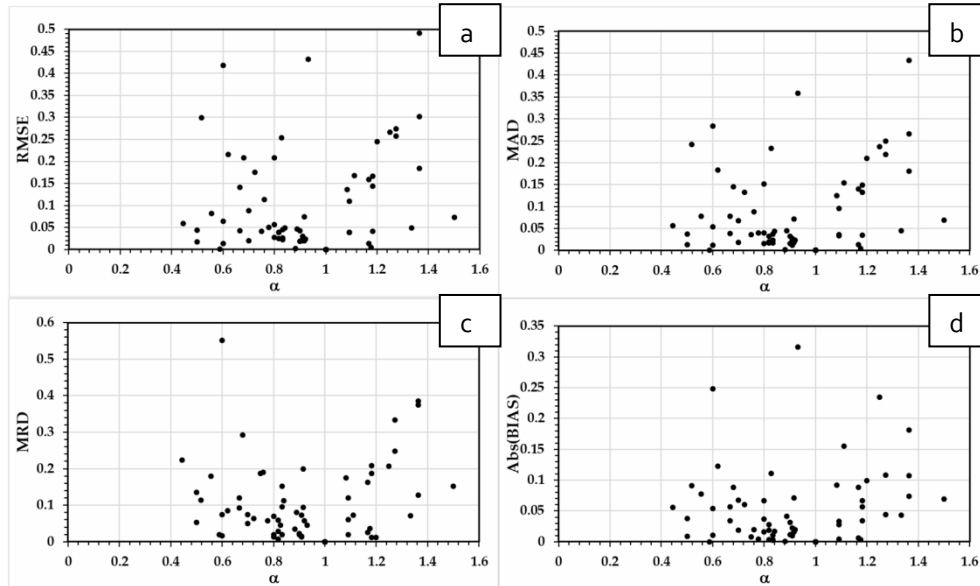


Figure 9 Error values when power is determined (a) root mean square error (*RMSE*); (b) mean absolute deviation (*MAD*); (c) mean relative deviation (*MRD*), and, (d) absolute value of *BIAS*

3.4.3. Proposed Functions vs. Other Published Functions

Once the relative errors of the selected function model (*F6*) were compared for each rotational speed of the different tested machine in the different proposed functions of head, efficiency, and power, the proposed expressions were compared with other expressions which have already been published in the literature.

This research proposes the following particular functions to define the characteristic curves of the machine according to expressions (34)–(36). The model *F6* was chosen when head and efficiency curves should be estimated. *F6* showed the lowest errors compared to the rest of the models. Moreover, this model contained the variation of the rotational speed (α) as well as the use of the ratio Q/Q_{BEP} , enabling us to measure the closeness to *BEP*. To calculate the power, *F7* was chosen since it had the minimum error values, and it uses a simpler expression. The final expressions proposed herein are:

3. Artículo 2

$$q = -0.1525 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.1958 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.0118 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 0.6429 \alpha^2 + 1.8489 \alpha - 0.2241 \quad (42)$$

$$h = -0.31070 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.3172 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.0546 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.242 \alpha^2 + 1.1708 \alpha - 0.3426 \quad (43)$$

$$e = 0.8271 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 0.3187 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.1758 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 1.035 \alpha^2 + 1.1815 \alpha + 0.5019 \quad (44)$$

$$p = \alpha^{2.4762} \quad (45)$$

$$q = \alpha^{0.4739} \quad (46)$$

The comparison concerns the model proposed in this research and four published proposals that are shown in Table 9.

3. Artículo 2

<i>Method</i>	<i>Reference</i>	<i>h</i>	<i>q</i>	<i>p</i>	<i>η</i>
Carravetta et al.(2014)	[128]	$1.0253 \alpha^{1.5615}$	$1.0323 \alpha^{0.7977}$	$0.9741 \alpha^{2.3207}$	$-0.4013 \alpha^2 + 0.845 \alpha + 0.5606$
Fecarotta et al.(2016)	[45]	$0.972 \alpha^{1.603}$	$1.004 \alpha^{0.825}$	-	$-0.317 \alpha^2 + 0.587 \alpha + 0.707$
Pérez-Sanchez et al.(2018)	[129]	$1.89 \alpha^2 - 1.54 \alpha + 0.74$	$1.08 \alpha^{0.7}$	$4.59 \alpha^2 - 6.33 \alpha + 2.5$	$-0.36 \alpha^2 - 0.69 \alpha + 0.66$
Tahani et al. (2020)	[130]	$0.9962 \alpha^{1.0851}$	$0.9974 \alpha^{0.3651}$	$0.9767 \alpha^{1.4888}$	$-0.4506 \alpha^2 + 8.8879 \alpha - 3.544$

Table 9 Methods used for the comparison

Figure 10 shows the different values for error, when head, efficiency, and power were estimated using the proposed model (in black color, "this study") and the rest of the published models. In all cases, the present proposed model presented the best results.

When head curve was analyzed, the error indexes (*RMSE*, *MAD*, and *MRD*) were reduced between 20 and 45% compared to the second-best model (Carravetta et al.). The *BIAS* value for this characteristic curve was -0.005 , compared to the second-best model (0.048). Similar values were shown when the efficiency curve was compared. When efficiency errors were compared, *RMS*, *MAD*, and *MRD* were reduced by 33% compared to the second-best model, while *BIAS* was ten times lower than the second-best model. Finally, when the power errors were checked using the F7 model, the error indexes were reduced between 36 and 63% compared to the second-best model. Only when *BIAS* was checked, the second-best value was observed. Moreover, the F6 model was also compared to the rest of the proposed models for the power curve. This model (F6) showed good accuracy and the error indexes were 0.2209 (*RMSE*), 0.1884 (*MAD*), 0.0823 (*MRD*), and -0.097 (*BIAS*). All values were better than the second-best model, except for *BIAS*, which was the third-best value.

Finally, a visual comparison was carried out on the proposed model and the remaining models compared to an experimental *PATs* curve (Figure 11). To develop this comparison, the chosen *PATs* was a radial machine. The specific speed was 5.67 rpm (m, kW) and its nominal rotational speed was 1100 rpm. The best operation point of this machine was defined as 9.762 l/s and 51.267 m w.c., the efficiency being equal to 0.703 [24].

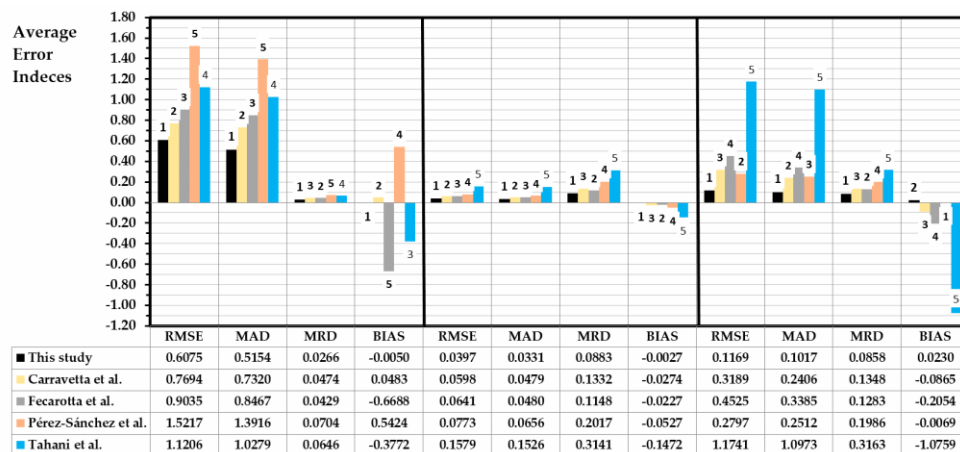


Figure 10 Error values for head, efficiency, and power, when the models are compared

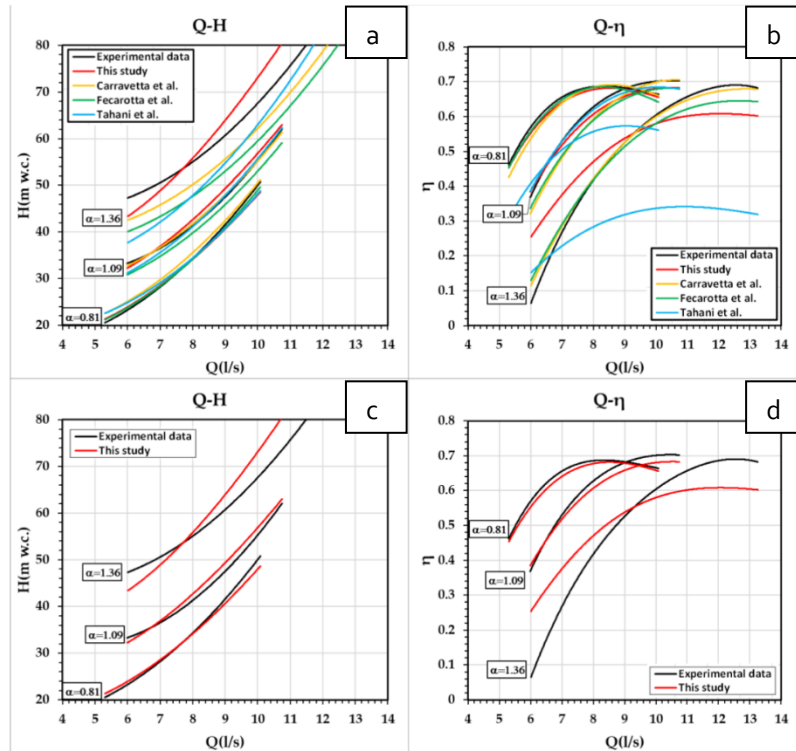


Figure 11 (a) Head curve comparison between proposed model, experimental data, and rest of published models; (b) Efficiency curve comparison between proposed model, experimental data, and rest of published models; (c) Head curve between experimental ; (d) Efficiency curve between proposed model and experimental curve.

Figure 11 a,b show the good accuracy of the proposed model compared to the rest of the models. This accuracy can be observed for each α value. 11a shows the accuracy of the proposed study, other published models, and experimental data. All models showed good accuracy when the head curve was compared with the experimental data. However, this accuracy decreased in the rest of the models when α was higher than one. The accuracy of the proposed expressions was much better when the efficiency curves were compared. This visual accuracy, which can only be observed, is supported by analysis of errors indexes shown in Figure 10. In this graph, the proposed expressions reduced over 20% of the error of the other published methods. The mean reduction in the error was 60%. To improve this perception, Figure 6c,d show the comparison between the proposed model and the experimental data. In all cases, the accuracy was good but, when the α was between 0.8 and 1.2, the estimation of the curves showed excellent accuracy.

3.5. Conclusions

This research proposed a modification of the affinity laws (*MOAL*) of the hydraulic machines that are used as pumps working as turbines. This modification was established according to a new methodology, which was defined in this research. The research proposed an analysis with ten general expressions (polynomial and exponential), considering the most significant variables (the ratio of the rotational speed, α , and the ratio of Q and Q_{BEP}). Finally, a polynomial model (namely F6) depending on α and $\frac{Q}{Q_{BEP}}$ was selected, when head and efficiency were estimated, and a potential model (F7) if the power is to be calculated directly. All proposed models exhibited good error indexes (*RMSE*, *MAD*, *MRD*, and *BIAS*) compared to the others, reducing the errors between 30 and 50% compared to the second-best model.

In addition, the proposed models were checked and compared to 15 different machines, which were tested by varying their rotational speed and its specific speed between 5 and 50 rpm (*m*, *kW*). The present model is based on 87 different curves and 56,450 operation points, using the largest database ever published.

The use of these models, which have excellent accuracy when α is between 0.8 and 1.2, is crucial to the development of mathematical models. These are of paramount importance to introduce the use of *PATs* when the manufacturer curve is not known. This is common when *PATs* are used, since the manufacturers do not publish these curves in their catalogue. Therefore, the inclusion of these equations will allow water managers to develop simulation tools, which can be introduced in the management of the water systems, improving the accuracy in their operation estimation. These models are expected to give a new impetus in the inclusion of the analysis tools when *PATs* operate at variable speed in water systems, and water modelers need mathematical expressions to develop simulations and operational limitations. Consequently, future works should be developed in which different procedures are proposed to establish the best variable operating strategy (*VOS*) in order to maximize the energy recovery using these expressions.

Author Contributions

Conceptualization, F.-J.S.-R. and M.P.-S., methodology, F.A.P.; software, V.H.; formal analysis, F.A.P.; writing—original draft preparation, F.A.P., F.-J.S.-R. and M.P.-S.; writing—review and editing, M.P.-S. and P.A.L.-J.; visualization, F.-J.S.-R. and M.P.-S.; supervision, P.A.L.-J. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

4. Artículo 3

“Variable Speed Control in *PATs*: Theoretical, Experimental and Numerical Modelling”

4.1 Description

Coautores: Frank Alex Plua Aguirre; Francisco-Javier Sánchez-Romero; Victor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

Revista: Water ISSN 2073-4441.

Factor de impacto: 3.530. JCR (Q2). Water Resources.

Estado: Publicado: [Water 2023, 15(10), 1928; doi:10.3390/w15101928].

Abstract

The selection of pumps as turbines (*PATs*) for their respective use in energy optimization systems is a complicated task, because manufacturers do not provide the characteristic curves. For this reason, some research has been carried out to predict them with computational fluid dynamics (*CFD*) and mathematical models.

The purpose of this study is to validate these two prediction methodologies of flow (*Q*) vs. head (*H*) curves through numerical modelling using the computational package *OpenFOAM*, together with a comparison with the experimental data obtained from a *PATs* for the case in which the nominal rotation speed of the machine varies. Depending on the configuration and working conditions of the *PATs*, the simulation performed with *OpenFOAM* was validated by calibrating it with the nominal curve of the pump and with another simulation performed with *CFD* workbench *SOLIDWORKS*,

FloEFD. Subsequently, the second methodology related to the analyses and mathematical models proposed to predict the Q vs. H curves were also validated with new models in *OpenFOAM* and the experimental data. The results show that these prediction methods are effective when a machine's operating point is close to the BEP (best efficient point). The absolute error ranges obtained with these two prediction methodologies for rotation speeds of 880 rpm, 1020 rpm, 1200 rpm, and 1500 rpm are between 5 and 24%, 2 and 17%, 0 and 12%, and 1 and 24%, respectively.

Keywords: pumps as turbines (*PATs*); computational fluid dynamics; variable rotational nominal speed; *OpenFOAM*.

4.2 Introduction

The availability of water resources at the global level has significantly decreased. Among the main agents that have caused this situation are climate change, environmental pollution, human activities, and failures in hydraulic structures, among others. It is becoming increasingly complicated to access appropriate sources that meet the quality and quantity of the resource. Despite this, water loss due to leaks in pressurised distribution systems still manages considerable values, with losses of 8 to 24% in developed countries [143]. Considering that the need for water is increasing, there is an urgent need to implement sustainable projects that allow the user to carry them out efficiently [10]. This type of project requires the use and development of new technologies that are easy to implement and apply [11].

In the case of sustainable water systems, there are some approaches from which improvements can be proposed. Among these approaches are the determination of water quality parameters [3], optimisation of energy efficiency [4], [5] reduction of water leaks [6], [7] mathematical modelling of management, and optimization of systems [8], [9], among others.

Water distribution systems are not energy-efficient, because they depend on pressure demands that can generate leaks, increasing energy costs [1]. One of the elements that has a negative effect from the point of view of energy efficiency but is necessary for the hydraulic operation of systems is the pressure-reducing valve (PRV) [12]. PRVs are used to reduce the pressure at one point by regulating the flow passage. An alternative to the use of these devices, to reduce the dependence on non-renewable energy [13] and take advantage of the excess energy of these systems [14], is the use of *PATs* (pumps working as turbines). In addition, *PATs* have been used as energy-generating devices in micro-hydroelectric power plants as a sustainable solution in the water industry [25]. For this reason, it has become a trend to study the use of *PATs* to optimise different water systems to improve their sustainability [16]–[18].

PATs are pumps that work in reverse mode to generate energy. This machine's cost is cheaper than a conventional turbine of the same size [15], although they have lower hydraulic efficiencies in ranges between 0.6 and 0.7 [30]. When all electromechanical equipment is considered, the overall efficiency decreases to values between 0.5 to 0.6 [31]. The use of pumps operating as turbines (*PATs*) has increased due to their application, availability, and cost advantages [5], [19], [20], [61], [73]–[75]. For example, Novara et al. [24] concluded that an installation with *PATs* could be 5 to 15 times cheaper than a conventional installation with turbines.

The study of *PATs* began with Thoma and Kittredge [34], who accidentally found that pumps can operate efficiently as turbines when trying to evaluate the complete characteristics of pumps. In 1957, Stepanoff [35] reported several modes of operation of the pumps on performance curves plotted in quadrants. Once it was discovered that *PATs* could be applied in the chemical industry and the supply of drinking water, different researchers developed some techniques to predict the operation of this type of machine. In 1962, Childs [36] carried out comparative studies between efficiencies in devices working in both modes (pump–turbine). Subsequently, the first studies were carried out to predict the performance values in turbine mode and discover the best efficient point (BEP) through linear equations. The study of *PATs* has been developed using different approaches, such as in water distribution systems, where Jain [38] researched placing *PATs* in distribution systems. Fecarotta et al. [39] and Morani et al. [1] proposed an analysis regarding the proper location of *PATs*; the latter focused the research to look for cost reduction and the maximisation of production and energy savings. Moazeni et al. [40] investigated the optimal number and location of *PATs* through mixed nonlinear programming models. Macias et al. [18] established a methodology that was applied in an irrigation project in a rural area in the province of Valencia (Spain) that focused on optimising the location and selection of *PATs* based on the influence of leaks. The same author [13] developed a new methodology for self-calibration of leaks to learn the injected flow rate and the volume consumed in water networks. This methodology was applied in the city of Manta, Ecuador.

Since the performance curves are not available in pumps that work in turbine mode [20], different studies and methodologies have been carried out to obtain them and to select the appropriate machine depending on the type of working conditions required. Rossi et al. [37] proposed a general method to predict *PATs* performance using artificial neural networks (ANN). Based on the datasheets provided by the pump manufacturers, the author obtained the *BEP* and off-design performance using the ANN methodology. In addition, the resulting predictions were compared with experimental data not used in the training process, which resulted in a high degree of compatibility. The study concluded that the *BEP* flow rate increased in reverse mode while the specific speed in *BEP* decreased slightly and also recommended the use of

this tool to choose the proper *PATs*. To estimate the *BEP* and the characteristic curves of *PATs*, Perez-Sánchez et al. [30] proposed new approach equations from an experimental base of 181 machines. Additionally, Plua et al. [31] presented new empirical expressions to estimate the head, efficiency, and power curves for *PATs* with variable speeds. These equations allow the application of various operation strategies in hydraulic simulation tools (e.g., *Epanet* and *WaterGEMS*).

Micro-hydroelectric power plants (*MHP*) have become very effective solutions for rural sectors with powers of 5–100 kW. The big problem with these facilities is the high turbine cost concerning the entire project [20]. In the case of *MHP*, the price of these elements can be higher than 60–70% [22]. One possibility to reduce this cost is to use *PATs* instead of a conventional turbine [23], which would favour the expansion of *MHP* and the reduction of greenhouse gas emissions [24]. In 2012, Pascoa et al.[32] proposed a new approach for a hydroelectric plant with *PATs* with a constant flow. Rossi et al. [33] suggested the economic feasibility of placing *PATs* in the Merano aqueduct, which resulted in the production of 338 kWh of daily electricity and power of 19.18 kW. Table 1 [20] shows different *PATs* installations in power generation projects.

Location	The Capacity of the Plant (kW)	Year of Installation
Sainyabulli Province, Laos	2	2008
Thima, Kenya	2.2	2001
Mae Wei Village, Thailand	3	2008
West Java, Indonesia	4.5	1992
Kinko village, Tanzania	10	2006
Fazenda Boa Esperanca, Brazil	45	2007
Ambotia Micro-hydro project, India	50	2004
British Columbia, Canada	200	-
Vysni Lhoty, Czech Republic	332	2008
Comunidad de Regantes del Genil	21.05 GWh *	2017-2020 *
(Córdoba y Sevilla-España)*		

Table 10 PATs installations in MHP[20] * REDAWN

CFD techniques have been widely used to predict characteristic curves and the performance of pumps in direct and reverse modes and proven to be an effective solution in *PATs* approaches [21], [26], [57]. Additionally, an experimental investigation is fundamental for obtaining reliable results for *PATs* under different optimization stages [14], [31], [58]. Different types of machines, such as axial, mixed, and radial *PATs* with horizontal and vertical axes that single- and multistage [59], have

been studied using *CFD* simulations for fixed and variable speeds [19], [61], [75]. However, very few studies related to numerical modelling in *PATs* of variable rotational speeds have been executed, so it is imperative to establish equations and laws that predict their behaviour [62]. The numerical simulations were carried out to define the performance of the pump [27], analyse the flow in turbine mode [64], predict and extrapolate the characteristic curves [65], etc.

Plua et al. [57] presented research in which the main parameters and techniques that have been simulated for *PATs* through *CFD* are shown and which main simulation ranges are mentioned: specific speed: 0.8–306, rotational speed: 250–3900 rpm, flow rate: 2.9–300 L/s, and mass flow: 13–17.8 kg/s. Concerning the numerical simulations, the principal turbulence models used were Reynolds Average Navier–Stokes (*RANS*) and Unsteady Reynolds Average Navier–Stokes (*URANS*). The most used closure model was $k-\epsilon$, followed by $k-\omega$ and $k-\omega-SST$, among others. Regarding packages, *ANSYS-CFX* was the most used, followed by *CFD Code Fluent* and *OpenFOAM*. With respect to the mesh generation, the number of cells was 1×10^6 to 4.2×10^6 , with hexahedral, tetrahedral, mixed blocks, and pyramids. Depending on each situation, boundary conditions such as the total pressure, mass flow rate, stagnation pressure, constant total pressure, static pressure, and volumetric flow were placed at the inlet and outlet of the model. In conclusion, it was established that the *CFD* methodology to predict the performance of a pump working as a turbine presented adequate accuracy based on the comparison of the results with the experimental tests. However, numerous errors were also reported in some studies. The authors assumed that the reported errors were due to the geometries between the tests and the simulations not being identical; the loss estimation was not exact, and more experience in computational analysis is required for modelling this type of phenomenon. Finally, the same author [62] evaluated the application of numerical *CFD* simulation in *PATs* in comparison with experimental results and obtained conclusions for future numerical analyses. As a result, it was evidenced that there have been a few simulated cases where a flow with variable speed was simulated and that the number of studies with free code computational packages is minimal, and their use should be promoted due to their outstanding capabilities.

Therefore, the present study is focused on a numerical simulation in the *OpenFOAM* 3D free code package of *PATs* that have experimental data to validate the use of the new empirical expressions proposed for machines with different rotational speeds. The particularity in the modelling is that the study of a rotating *PATs* at different speeds will be carried out, and comparisons will be made with the experimental results obtained on a test bench to calibrate the model.

4.3. Materials and Methods

Figure 12 depicts the main tasks performed to determine the validity of new expressions obtained by Plua et al. [31] to predict the behaviour of *PATs* with variable speeds. The figure comprises three very defined stages: the first shows the activities that are carried out before the numerical simulation, stage two refers to the specific work that is executed during the simulation, and in part three, the post-modelling works are shown, in which the results of the numerical modelling for the analysis case are compared with the experimental data and with the new expressions.

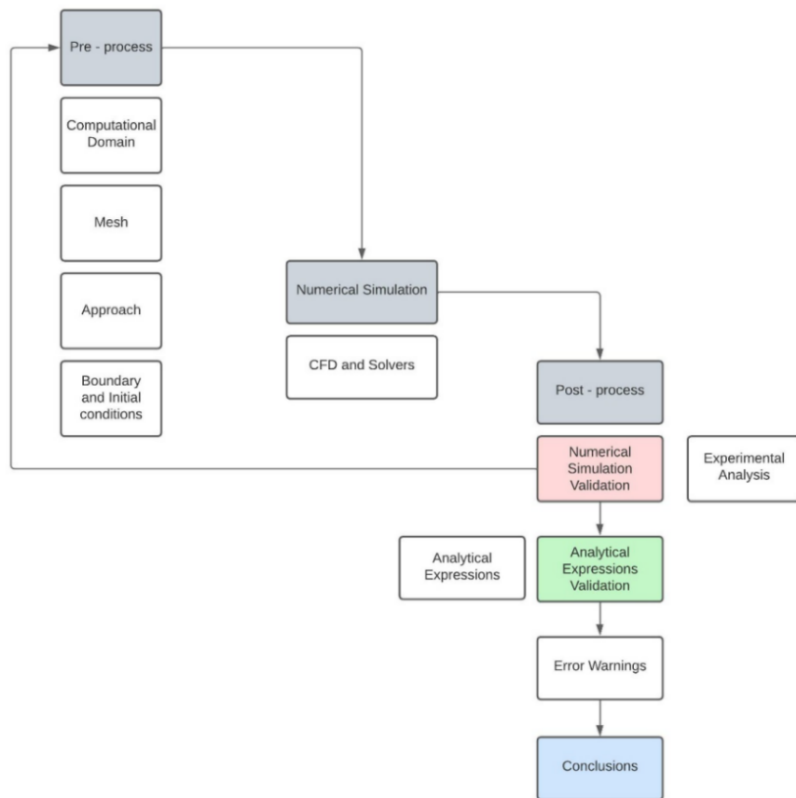


Figure 12 Methodology Flowchart

Preprocess

4.3.1.1 Computational Domain

The *PAT* model presented in this study was taken from research conducted by Pérez Sánchez et al. [88] and experimentally tested at the CERIS-Hydraulic Lab of the Instituto Superior of Lisbon, Portugal. The geometry corresponds to an installation of a *PATs* in a laboratory that allows experiments where the flow, pressure conditions, and rotational speed can be varied. The hydraulic facility consists of a 1 m³ air vessel tank, a 50 mm *HDPE* pipe, a *KSB* radial impeller centrifugal pump (model Eternom 232) that operates in turbine mode, a regulating tank, pressure transducers, valves, and a flow recirculation pump. The air vessel tank sends water to reach the *PATs*, which discharges to the *OpenFOAM* free surface tank and then incorporates it into the system through the recirculation pump. The 3D model was built in the *SOLIDWORKS CAD* system from which the following drawing view was extracted (see Figure 13). This figure shows the geometry that will be entered into the *CFD* package and from which the results will be compared with the experimental data and with the new expressions. The interactions of the other elements that comprise the installation of the *PATs* in the laboratory, such as valves, tank, and pump, are placed in the model through the boundary conditions.



Figure 13 PATs 3D Model

Considering the complexity of this modelling, both due to the geometry and the operation required for the *PATs*, the computational domain must be divided into parts, which will each be meshed with different meshing levels, with an emphasis on the details of interest and on which of their boundary conditions will be determined individually, to then be configured as a total domain that delivers the results of the whole set. The computational domain consists of four parts: the inlet pipe, starting in the inlet section and reaching the pump's runner; the rotating part that is the impeller of the *PATs*, the rotating part of the domain; the casing, the stationary part of the pump; and the outlet pipe, which corresponds to the discharge of the pump to the

outlet. The original geometry was redefined according to the configuration of the control volumes to obtain the optimal meshing (see Figure 14).

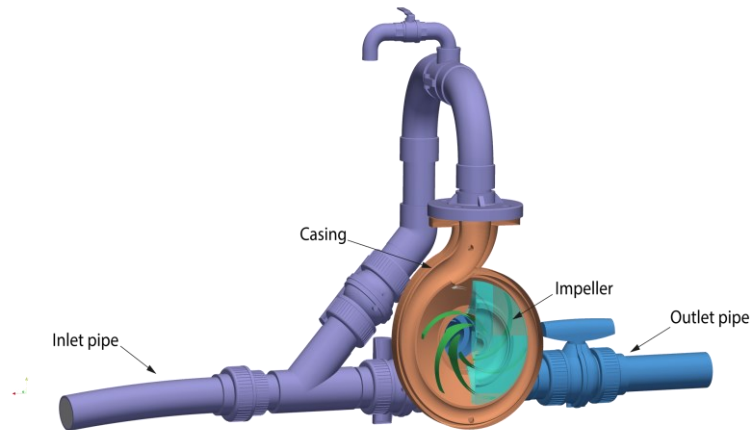


Figure 14 Domains of the case

Depending on the actual geometry and its characteristics, the .stl files were modified with *Autodesk Inventor software* to achieve a better-quality mesh. The areas of meshing interest were prioritised: the casing, the impeller, and the blades. Each has different elements and details with simultaneously different levels and definition angles. It allows the surfaces to stick more to the edges, bringing the mesh's geometry closer to the actual configuration. The geometries modelled were the volute, the discharge pipe, the inlet pipe, and the impeller. In the case of the impeller, it was divided into three parts, as seen in Figure 14. The impeller is composed of the lower and upper parts and the blades. These elements are treated independently to improve the mesh quality and then facilitate the visualisation of results at the post-processing stage. In addition, six blades were configured inside the impeller, which allowed a better study of the phenomenon presented in the *PATs*.

4.3.1.2 Mesh

The mesh was created with *snappyHexMesh*, an automatic mesh generator that adjusts to the surface to obtain the required mesh. First, the 3D model was exported to format .stl using *Autodesk® Inventor® software*. Later, with the help of *HELIX-OS*, the *BlockMeshDict* file was created to generate, using the *BlockMesh* utility, orthogonal mesh elements for the casing, inlet pipe, impeller, and outlet, respectively. Once the block meshing was ready, the domain geometries were admitted into the

snappyHexMeshDict file. The local refinement was defined using castellatedMesh, and the internal points within the closed domain were entered. Finally, it was necessary to use the topoSet tool to generate zones with movable cells for the runner and merge the meshes with the mergeMeshes utility. The mesh characteristics are presented in Table 11, and the generated mesh is shown in Figure 15. In this figure, the different levels of meshing applied to the subdomains can be seen. In addition, it is observed that their configuration is very close to the original geometry. On the other hand, the model looks appropriately balanced, a situation that is confirmed later.

Parameter	Value/Characteristic
Element type	Hexahedra, Polyhedra, Prism
Number of Elements	827,578
Hexahedral	639,704
Prism	28,238
Polyhedra	159,612
Number of Nodes	1,203,219
Number of Patches	8
Max. Aspect Ratio	14.68619
Min. Surface Area	6.19213 e-09
Min. Volume	1.39587e-11
Max. Skewness	12.918596

Table 11 Mesh characteristics

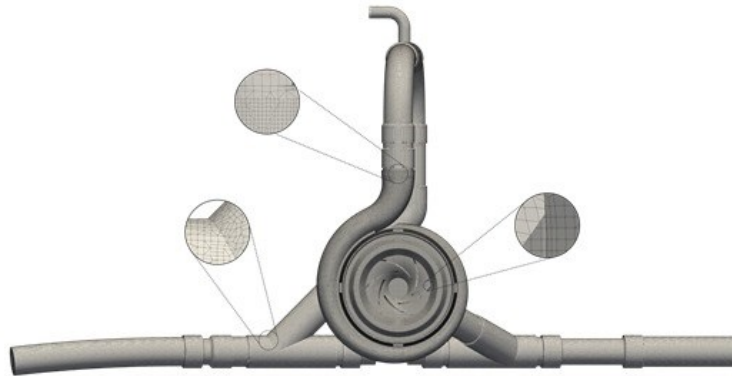


Figure 15 Generated mesh

4.3.1.3 Approach

The *MRF* technique (multiple reference frame) was the technique used for modelling rotation in *CFD* in this case. This methodology establishes a separate reference frame for each region of the domain, for both rotational and static [64]. It is based on the creation of a local region around the rotating object where the relative velocity is determined for each point. First, Navier–Stokes equations are built, taking into account the centrifugal and Coriolis forces, and then, a set of equations for the stationary and rotational regions are created. This technique can accurately capture instantaneous local flows, which depend on the relative position of the rotative element vs. static geometry. In the *MRF* approach, the Navier–Stokes equations are solved in terms of the global/inertial velocity. Since, in this case, there is a separation between the impeller and the scroll, the *AMI* approach is not applicable. For that reason, a set was used that allows a simulation of these elements in the *MRF* approach.

4.3.1.4 Boundary and Initial Conditions

Initial and boundary conditions should be applied when solving the Navier–Stokes and continuity equations. Table 12 summarises the initial conditions related to the turbulence models used in this research. For the calibration of the mathematical model, the κ - ϵ turbulence model was used (the same one used by [88]). k is turbulent kinetic energy, and ϵ is turbulent dissipation rate. The k - ω (specific turbulent dissipation rate)-*SST* turbulence model was used to analyse the experimental data, the nominal rotational speed curve, and the results of the new expressions contained in [31].

Initial Conditions	Value
Turbulent Kinetic Energy (k)	0.032856 (m^2/s^2)
Turbulent Dissipation Rate (ϵ)	0.320573 (m^2/s^3)
Specific turbulent Dissipation Rate (ω)	108.4104 (s^{-1})
Turbulent kinematic viscosity (nut)	3.03×10^{-4} (m^2/s)

Table 12 Initial conditions

The turbulent kinematic viscosity value "*nut*" represents the roughness in the walls confirming the domain. Regarding boundary conditions, a constant velocity input condition and a static pressure output condition were used. The boundary conditions of the computational domain are detailed in Table 13.

	Runner 1	Runner	RunnerIn	Volute	Pipe— Inlet	Pipe— Outlet	Inlet	Outlet
Velocity (u-m/s)	moving WallVel ocity uniform (o o o)	movingWall Velocity uniform (o o o)	movingWall Velocity uniform (o o o)	fixedValu e uniform (o o o)	fixedValu e uniform (o o o)	fixedValu e uniform (o o o)v	flowRateInletV elocity volumetricFlow Rate constant 0.0045	inletOutlet valueuniform (o o o)
Static Pressure (p-m²/s²)	zeroGra dient	zeroGradie nt	zeroGradie nt	zeroGrad ient	zeroGrad ient	zeroGradi ent	zeroGradient	uniform 115,198 (810) 116,694 (930) 112,472 (1050) 112,909 (1170) 115,756 (1275) 110,971 (1500)

Table 13 Boundary conditions

4.3.2 Numerical Simulation

4.3.2.1 CFD

The Navier–Stokes equations were solved using *CFD* methods based on a continuum mechanics approach for fluid mechanics to define the fluid behaviour in the *PATs* [65]. For that, two equations were considered that obtain the values of velocity and pressure that allow for defining the average behaviour of the flows. The equations correspond to the conservation of mass and linear momentum and are indicated in a tensor with the following expressions [62]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial(\bar{\tau}_{ij} - \tau'_{ij})}{\partial x_j} \quad (8)$$

where i and j are subscripts for the three axes of space, respectively; \bar{u} is the filtered velocity magnitude; \bar{P} is the filtered pressure; the subgrid stress tensor is $\bar{\tau}_{ij}$; and τ'_{ij} is the filtered viscous stress tensor.

4.3.2.2 CFD and Solvers

The *CFD* package used is the *CFD OpenFOAM* 9, which models multiphysics simulations applicable to computational fluid dynamics for incompressible and compressible flows with applications in dynamic mesh management to make rotating reference frames with adaptable mesh refinements as required. *OpenFOAM* uses a directory structure to solve the cases, where the case is the name of the analysis case; the system sets the numerical control to run time and solver; the constant contains the physical properties, modelling, and mesh information; and `o` has the edge conditions, as well as the beginning to the modelling and time directories that correspond to the solutions and derived cases.

Regarding meshing, *OpenFOAM* has some mesh utilities, such as *BlockMesh*, *snappyHexMesh*, *foamyHexMesh*, and *foamyQuadmesh*. *OpenFOAM* also allows the mesh to be generated with other packages, since mesh conversion utilities are compatible with popular mesh formats (*Gmsh*, *Fluent*, *Ideas*, and *Netgen*, among others). As stated above, *snappyHexMesh* generated the mesh. The *snappyHexMesh* utility is an automatic hybrid mesh that divides, refines, and adjusts to the analysed surface, attaching the mesh with complex details of the geometry [144].

For the calibration of the model, the solver *simpleFoam* was applied to a steady-state incompressible flow based on the *SIMPLE* (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) algorithm for pressure velocity coupling [145], with applications in turbulent and transient flows in pipes.

4.4 Results

4.4.1 Numerical Simulation Validation

4.4.1.1 Mesh Quality

The checkMesh tool was used to evaluate the mesh quality, giving the mesh stats, the overall number of cells of each type, topology, geometry, and conclusions concerning the mesh. Two parameters were used to verify the quality of the mesh; one of them was Ω , which corresponds to the following expression $\Omega = NE/ND$, where ND is the number of nodes and NE is the number of elements. Ω indicating the homogeneity of the mesh, a good mesh quality will present Ω values close to 1, and values close to 2 have very dispersed meshes. For this case study, the calculated Ω value was 0.69, which is acceptable. The other value was the so-called y^+ , which verifies the acceptable range of values for the turbulence model. If this value is less than 1, it is considered that the quality of the mesh is good. In this study, it was found that the average y^+ values in all the simulations of the mesh were less than 1.

4.4.1.2 Calibration

For the *CFD* simulation validation, two calibrations were performed concerning the Pérez-Sánchez study [88]. The first concerned the mathematical model made with *SOLIDWORKS FloEFD*, and the second concerned experimental research. In the Pérez-Sánchez *CFD* model, the simulated global variables were the head (H), the output hydraulic torque (T), the discharge (Q), and the rotational speed (N). Within the simulations, the absolute static pressure contours were obtained for a flow rate of 4.5 l/s and rotation speeds of 810 rpm, 930 rpm, 1050 rpm, 1170 rpm, 1275 rpm, and 1500 rpm. The results showed that the pressure decreased from upstream to downstream as the fluid flowed within the domains and along the impeller, from the inner to the outer region, as the energy was transmitted to the shaft. On the other hand, it was found that the higher the speed, the lower the pressure value downstream of the impeller.

The results of the simulation performed with *OpenFOAM* in this study are shown in Figures 16 and 17. As can be seen, the pressure decreased from upstream to

downstream, and the lowest pressure value occurred at point D (before the first elbow of the volute outlet) for the maximum speed. A comparison with the original work [88] showed a remarkable similarity between the two. It was observed that, in all cases, the passage of the fluid through the *PATs* showed a similar behaviour, the pressure difference increased as the speed in the *PATs* increased. The error of this simulation concerning the original work varied in ranges from 0.014 to 14.297% at points A, B, C, and F of the model (see Table 14).

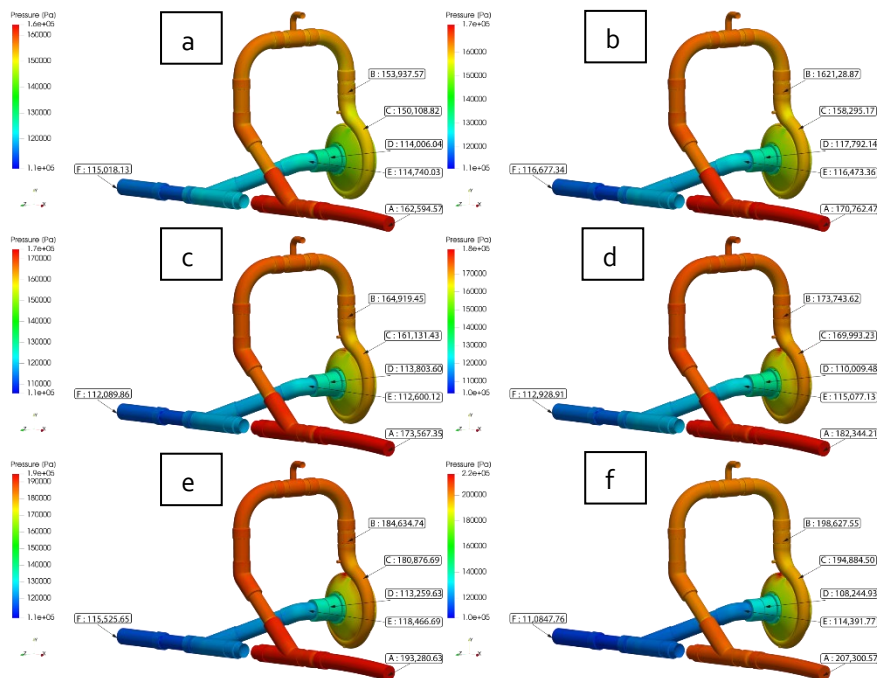


Figure 16 Absolute static pressure contours for $Q=4.50$ l/s: (a) $N=810$ rpm; (b) $N=930$ rpm;(c) $N=1050$ rpm;(d) $N=1170$ rpm; (e) $N=1275$ rpm; (f) $N=1500$ rpm

Regarding the calibration of the mathematical simulation with the experimental data, a sensitivity analysis was performed to identify which turbulence model produced the best results. Simulations were executed on the machine's best efficient point (*BEP*) tested in [88] when operating in turbine mode ($Q_{BEP} = 3.6$ l/s) for speeds of 200, 600, 880, 1020, 1200, and 1500 rpm using the $k-\epsilon$, $k-\omega$ -*SST* models. The results obtained for both simulations are shown in Table 15. As can be seen, the simulations produced errors of similar magnitude. Still, for the nominal rotational speed of 1020 rpm, the $k-$

ω -SST model was the one with the lowest error. An error index analysis was performed to define the turbulence model with which the cases of experimental data, nominal rotational speed curve, and the results of the new expressions [31] were simulated. Considering that, in all cases, the error indices closest to zero were those that had a better fit and data compatibility, it was observed that the κ - ω -SST turbulence model presented the best fit in all cases. However, it was verified that the order of magnitude of both turbulence models was close, so they proved their validity when they were applied. Figure 18 shows that, in all cases, the κ - ω -SST model had a better performance. Therefore, the κ - ω -SST turbulence model was adopted for the rest of the cases.

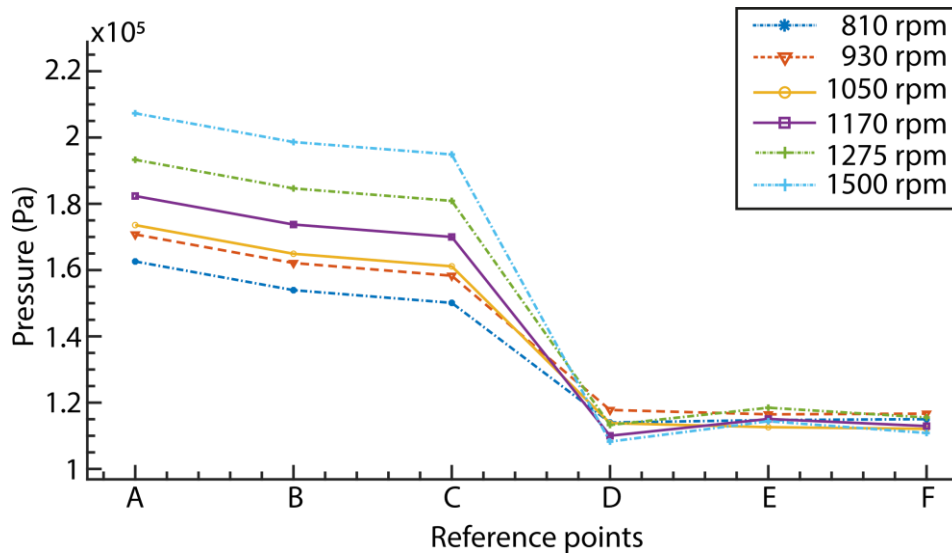


Figure 17 Absolute static pressure vs. referenced sections

4. Artículo 3

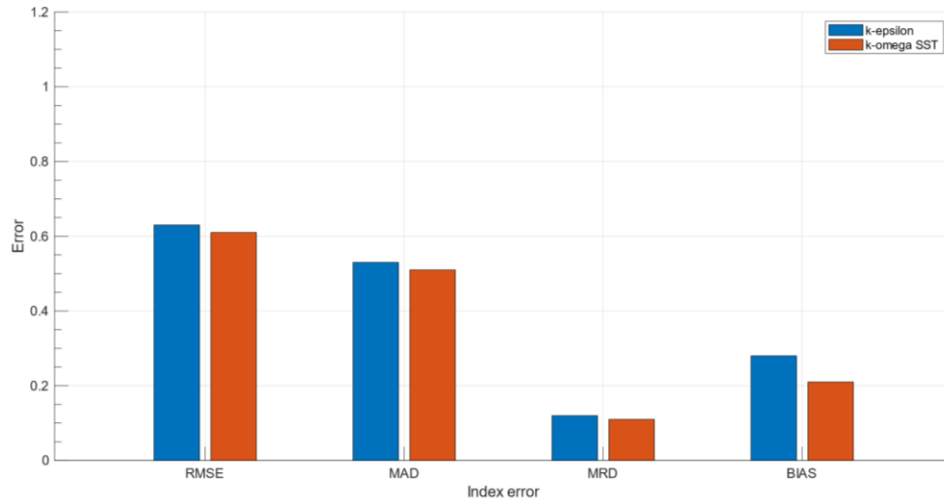


Figure 18 Index error analysis for the sensitivity análisis

Referenced Sections	% Error					
	810	930	1050	1170	1275	1500
A	8.724%	14.297%	8.218%	0.035%	12.881%	14.042%
B	4.455%	10.425%	4.286%	5.324%	9.068%	13.066%
C	5.979%	12.040%	5.643%	3.999%	10.389%	11.936%
F	0.156%	0.014%	0.340%	0.018%	0.199%	0.111%

Table 14 Calibration results at points A, B, C and compared to [88]

n (rpm)	Experimental		Simulation			
	H (mwc)	H (mwc)	k-ε		k-ω-SST	
			% Error	H (mwc)	% Error	
200	3.27	2.28	30.23	2.39	27.00	
600	3.66	2.90	20.74	3.02	17.58	
880	4.68	4.21	10.10	4.27	8.73	
1020	5.22	5.03	3.67	5.08	2.70	
1200	6.22	6.21	0.12	6.14	1.30	
1500	7.86	8.60	9.35	8.77	11.52	

Table 15 Sensivity analysis for k-ε vs.k-ω-SST

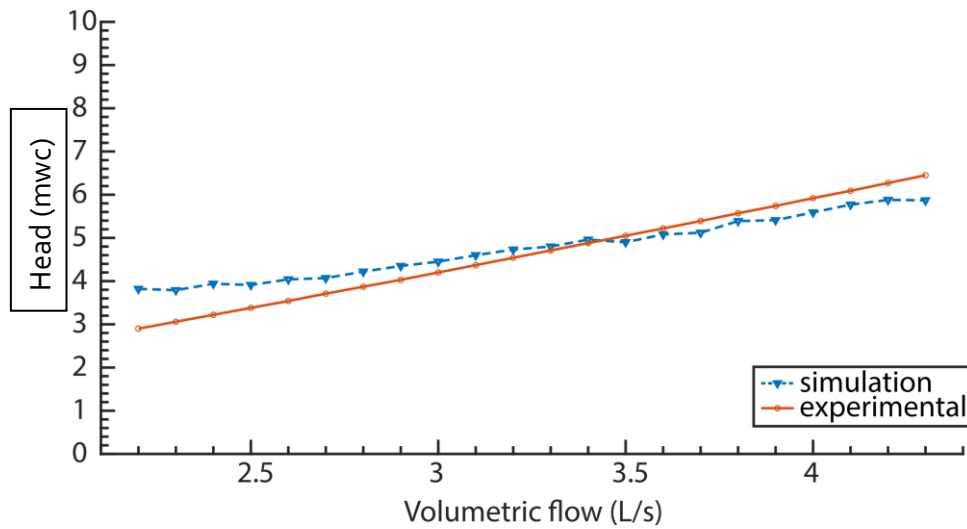


Figure 19 The nominal curve obtained with *CFD OpenFOAM* vs. the nominal curve in [88]

Once the mathematical model has been validated concerning the results obtained in the numerical modelling and experimental works in [88], the curve of the machine working at nominal speed is contrasted, as seen in Figure 19. In both cases, the increasing trend is shown as a function of the increase in flow rate. In this figure, it is observed that the best results are shown near the volumetric flow value equal to 3.6 l/s, which is precisely the Q_{BEP} .

The stability of the simulation is related to the convergence, which can be seen in Figure 20, where the residuals of the velocity, pressure, κ , and omega are observed. According to this figure, the modelling is considered stable, since all values are less than 10^{-3} .

As can be seen, the simulation performed with *OpenFOAM* presents satisfactory results, and therefore, the model is considered validated. The errors comparing the proposed expressions and the simulations are quite acceptable near the *BEP* for these sorts of numerical models.

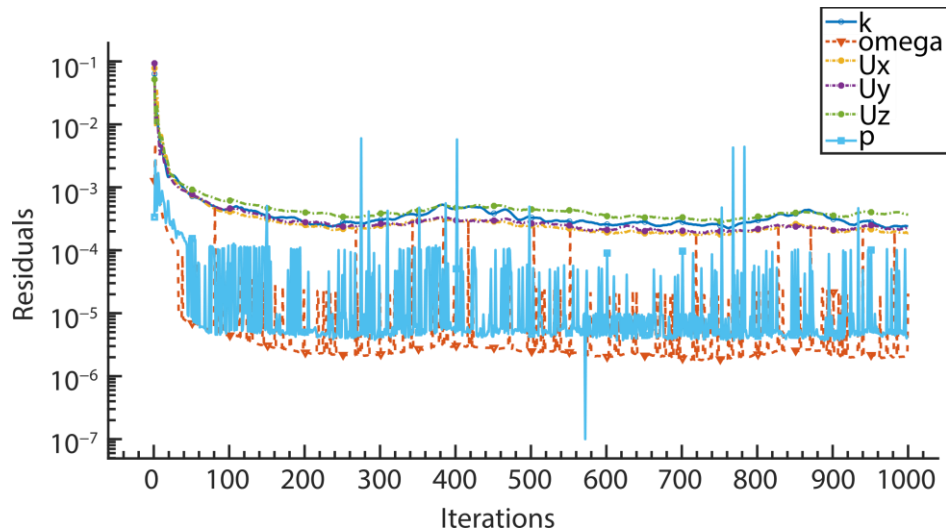


Figure 20 Stability and convergence of the model

4.4.2 Analytical Expressions Validation

4.4.2.1 Analytical Expressions-New Expressions to Predict PATs Behaviour

Considering that, in the case of *PATs*, the information to select the suitable machines is not known because it is not provided by the manufacturers [45], polynomial expressions have been proposed as a function of semiempirical methods to estimate the characteristic curves in *PATs* when the rotational speed is constant [30], [45], [48], [49]. However, considering that flow rates in water systems are variable due to user demand, an optimal energy analysis for *PATs* cannot be performed if the rotational speed is considered constant. Therefore, strategies have been proposed to maximise energy when the machine works at different rotational speeds, called the variable operation strategy (*VOS*) [15] Plua et al. [31] proposed new empirical expressions applying the *VOS* strategy in water systems for different rotational speeds of 15 different machines and analysing 87 different curves with 56,450 operating points. Through a mathematical analysis of 10 general expressions (6 polynomials and 4 potentials) considering specific variables as the ratio of rotational speed α and the ratio Q/Q_{BEP} , it was possible to adjust a polynomial function for experimental values of head and efficiency and a potential function for power. These expressions are observed in Equations (42)–(46) and present the lowest errors (30 to 50% compared to other models) in the respective analyses performed where the *RMSE*, *MAD*, *MRD*, and *BIAS* indices were calculated. Equations (42)–(46) correspond to the expressions proposed

in [31] to calculate the flow number (q), the head number (h), the efficiency number (e), and the power number (p), which are dimensionless parameters and correspond to the relationship between the current conditions of the *PATs* and the best efficient point (BEP) of the machine, to predict the characteristics curves of the *PATs* when the pump is used in turbine mode. Figure 15 in [31] shows a head and efficiency curve comparison between the proposed model, experimental data, and other models.

$$q = -0.1525 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.1958 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.0118 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 0.6429 \alpha^2 + 1.8489 \alpha - 0.2241 \quad (42)$$

$$h = -0.31070 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.3172 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.0546 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.242 \alpha^2 + 1.1708 \alpha - 0.3426 \quad (43)$$

$$e = 0.8271 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 0.3187 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.1758 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 1.035 \alpha^2 + 1.1815 \alpha + 0.5019 \quad (44)$$

$$p = \alpha^{2.4762} \quad (45)$$

$$q = \alpha^{0.4739} \quad (46)$$

where

$$q = \frac{Q_i}{Q_{BEP}}; h = \frac{H_i}{H_{BEP}}; e = \frac{\eta_i}{\eta_{BEP}}; p = \frac{P_i}{P_{BEP}} = qhe$$

4.4.2.2 Analytical Expressions Validation

The head value H for different rotational speeds at points close to the *BEP* was compared with the experimental head obtained in [88], the expressions proposed in [31], and the mathematical model (see Figure 21). As can be seen, the relationship between Q and H increased in all cases. Figure 21 d,e present the best results. It is also observed that the numerical modelling is always closer to reality; the growth slopes are very similar, unlike the other methodology, where this slope is lower. The predictions made in the numerical simulation with *OpenFOAM* and with the new expressions present values close to the experimental ones when the operation of the machine approaches the *BEP*.

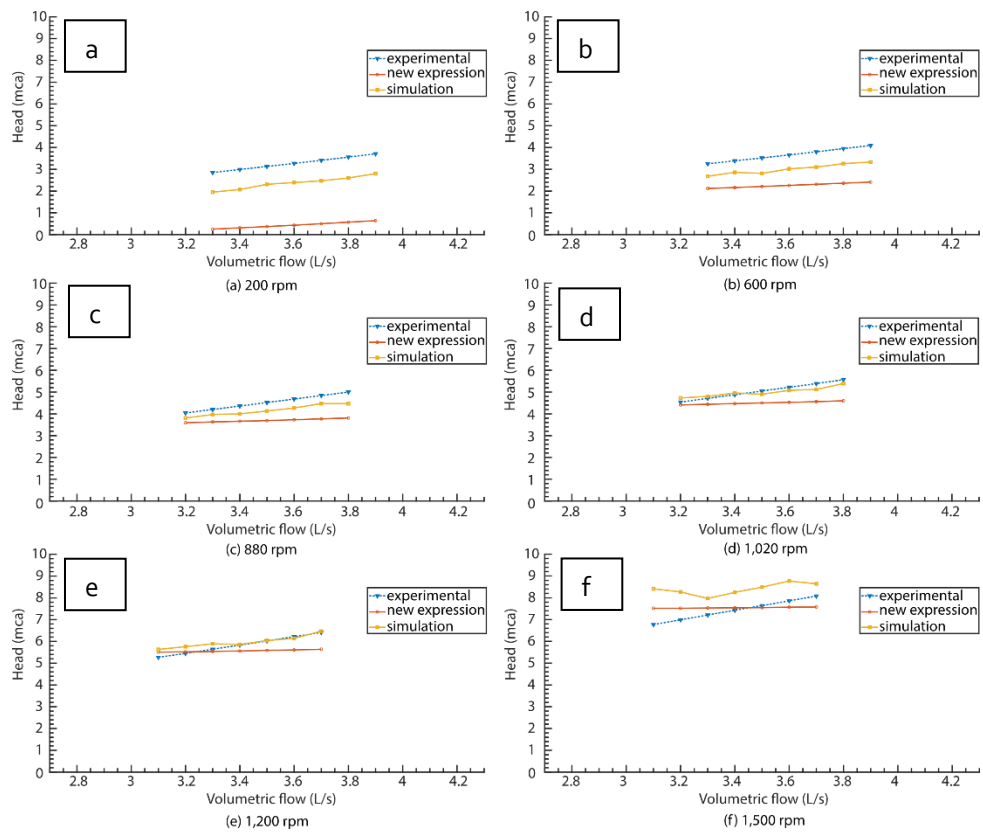


Figure 21 Experimental Head [88] vs. Volumetric Flow head obtains with new expressions in [31] and CFD *OpenFOAM* Simulation

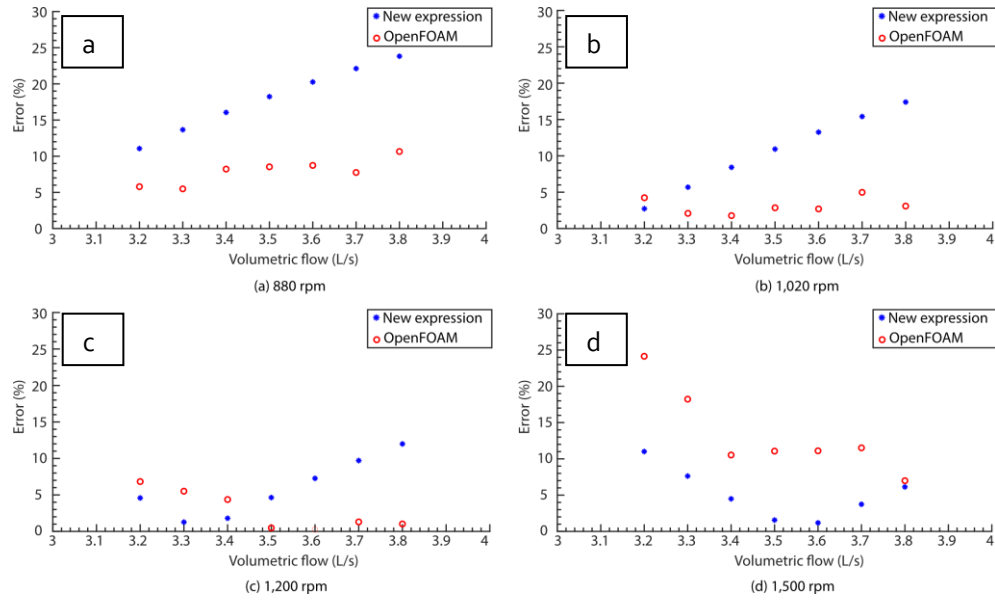


Figure 22 Error correlations

4.4.2.3 Error Analysis

The error indices obtained in the predictions made as a function of the rotational speed are presented in Figure 23. As can be seen, as the conditions approach those of the *BEP*, the predictions reflect values closer to reality. As in other cases, the best results occur when the speed is between 1020 rpm and 1200 rpm. The results of the calculations of the absolute errors are shown in Table 7. In the case of the *CFD* methodology, the range is from 0 to 11%, while, with the new expressions, this range varies between 1 and 24%.

4. Artículo 3

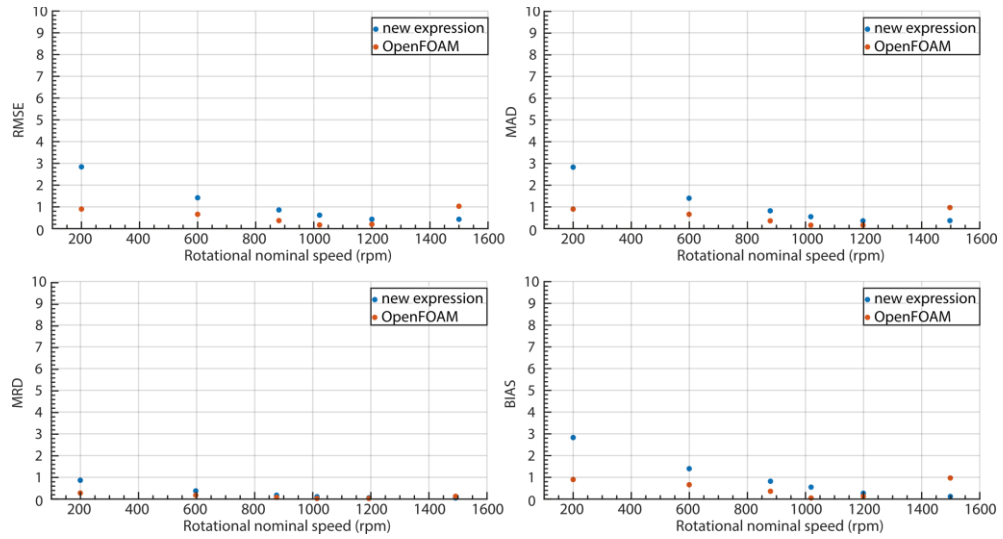


Figure 23 Error indices

Range of Absolute Error				
n (rpm)	OpenFOAM		New Expressions [31]	
	Min (%)	Max (%)	Min (%)	Max (%)
880	5	11	11	24
1020	2	5	3	17
1200	0	7	1	12
1500	1	11	7	24

Table 16 Calculated absolute errors

4.5. Conclusions

This research proposes to validate as a prediction methodology of flow (Q) vs. head (H) curves of variable speed $PATs$, the numerical simulation with *OpenFOAM 3D* Free Code Package, depending on its configuration and working conditions. It also proposes to validate the new expressions submitted by Plua et al. [31]. It was demonstrated that the simulation presents adequate results once the mathematical model and the nominal curve of Pérez-Sánchez's et al. [88] research were calibrated. Furthermore, based on experimental data from a $PATs$, the Q vs. H curves were calculated through the new expressions [31], as well as with the numerical simulation performed in *OpenFOAM*, presenting satisfactory results as the operation point of the work approached the BEP , since the trend of the generated curves, the slope thereof, and the error indices demonstrated acceptable values. However, when moving away from the BEP conditions, the error increased.

In summary, it was possible to validate the prediction methodologies of the Q vs. H characteristic curves of the $PATs$ and verify the range in which they present the best results. This study can be extended through the tuning of the coefficients of the proposed analytical expressions based on the feedback with new experimental data.

Author Contributions: Conceptualization, F.-J.S.-R. and M.P.-S., methodology, F.A.P.; software, V.H.; formal analysis, F.A.P.; writing—original draft preparation, F.A.P., F.-J.S.-R. and M.P.-S.; writing—review and editing, M.P.-S. and P.A.L.-J.; visualization, F.-J.S.-R. and M.P.-S.; supervision, P.A.L.-J. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

5. Resultados y Discusión

Los Resultados y Discusión serán analizados a continuación en el análisis de cada artículo, debido a que cada uno de estos ha cumplido con objetivos específicos y presenta resultados concretos.

5.1 Fase de contextualización

La fase de contextualización está basada en un artículo publicado (Artículo 1):

Analysis of Applicability of *CFD* Numerical Studies Applied to Problem when Pump Working as Turbine.

Coautores: Frank Alex Plua Aguirre; Victor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

Revista: Water ISSN 2073-4441.

Factor de impacto: 3.530. JCR (Q2). Water Resources.

Estado: Publicado [Water 2021, 13, 2134; doi:10.3390/w13152134].

En esta fase de contextualización se realizó una revisión del estado del arte respecto a la implantación de la Dinámica de Fluidos Computacional *CFD* en *PATs* con el fin de validar esta metodología para predecir su funcionamiento. Este estudio evidenció los principales aspectos y enfoques que se utilizaron en los 56 casos analizados, tales como tipo de máquina, paquete *CFD* utilizado, modelos de cierre de turbulencia, dominio computacional, tipos de mallado y condición de velocidad de operación.

Los resultados demuestran que la mayoría de los estudios se aplicó con el código *ANSYS*, el modelo de cierre de turbulencia $k-\epsilon$ y mallado estructurado, mostrando resultados satisfactorios en comparación con los resultados experimentales. Además, la mayoría de investigaciones se centró en la operación de máquinas radiales con velocidad fija. En contraste, se evidenció que únicamente se ha estudiado un número reducido de máquinas radiales trabajando a velocidad de rotación variable y que no existen estudios que se centren en máquinas mixtas y axiales operadas bajo esta condición.

Este análisis muestra la necesidad de desarrollar análisis numéricos y experimentales, que permitan a los modeladores de agua analizar el comportamiento de los *PATs* cuando operan a velocidad de rotación variable, mejorando el conocimiento sobre estas máquinas. Por otro lado, se plantea la inquietud sobre la mínima aplicación de paquetes *CFD* de código libre como *OpenFOAM* considerando sus ventajas y características. Además se plantea el uso del modelo de cierre $k-\omega$ -*SST* el cual también proporciona resultados adecuados.

Los fabricantes de las *PATs* no proporcionan curvas de rendimiento en modo turbina por lo que se han realizado investigaciones utilizando múltiples metodologías para obtener las curvas características de las bombas que funcionan en este modo. Los diferentes métodos utilizados son análisis teóricos, modelos matemáticos, simulaciones numéricas con *CFD*, pruebas experimentales y expresiones empíricas basadas en análisis matemáticos. La mayoría de estos estudios previos solo se centraron en la operación a velocidad de rotación fija, por lo que se verifica la necesidad de operar a velocidades de rotación variables. En este sentido, la dinámica de fluidos computacional (*CFD*) se convierte en una herramienta importante para investigar el flujo de las *PATs* durante el diseño y aplicación de las turbomaquinarias.

Las *PATs* de tipo axial, mixta y radiales se han estudiado a través de simulaciones *CFD* tanto para velocidad fija y variable. Los resultados mostraron una buena concordancia entre los parámetros, mientras que la comparación de simulaciones con experimentos para los modos bomba y turbina destacó en algunos casos que la eficiencia hidráulica es prácticamente la misma para ambos modos de operación. Por lo tanto, las consideraciones de medio continuo utilizadas en *CFD* para resolver las ecuaciones de Navier–Stokes (*NS*) son la forma más común de realizar simulaciones numéricas para maquinaria hidráulica, sin embargo, para obtener resultados confiables se deben calibrar los modelos numéricos *CFD* con la parte experimental.

Con base en las descripciones mencionadas de los estudios *PATs*, la Figura 24 muestra la metodología implementada en este Artículo. Los pasos que se siguen en esta metodología son los siguientes:

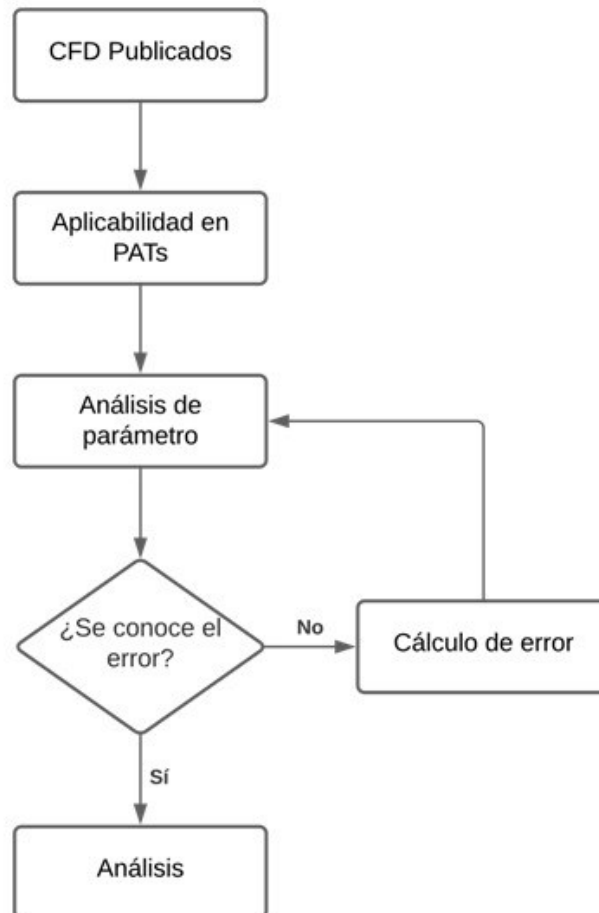


Figura 24 Metodología.

1. Recopilación de información. Se buscaron estudios relacionados con la investigación de *PATs* con el fin de construir una base de datos, que examine los diferentes análisis *CFD* publicados aplicados a *PATs*.
2. Selección de información relevante para este estudio. Los trabajos de interés deben estar relacionados con la simulación numérica *CFD* aplicada a *PATs*: estudios experimentales, teóricos, modelos matemáticos, nuevas propuestas para la obtención de las curvas características de las bombas, estudios de optimización de elementos componentes, estado del arte, estudios de *PATs* para velocidades de máquina fijas o variables, entre otros.

3. Análisis de la Información. La información consultada y recogida de los estudios analizados se describe a continuación:
- Paso 3A. De los estudios de simulación numérica *CFD*, la información obtenida fue: tipo de bomba-axial, radial o mixta; velocidad fija o variable; valor de velocidad rotacional; valor de velocidad específica; paquete *CFD*; condiciones de contorno a la entrada o salida de la máquina; modelo de cierre de turbulencia; tipo de malla; y resultados de la simulación.
 - Paso 3B. Resultados de experimentos realizados
 - Paso 3C. De otros estudios, nuevas aplicaciones y optimizaciones.
 - Paso 3D. Cálculo del error relativo. En los casos en que se obtuvieron resultados de simulación numérica y de prueba experimental para las mismas condiciones, se calculó el máximo error relativo entre el experimento y la simulación numérica con la siguiente ecuación:

$$\max error (\%) = 100 \left[\frac{ABS[X_{EXP} - X_{SIM}]}{X_{EXP}} \right] \quad (13)$$

donde X_{EXP} y X_{SIM} son los valores de las variables en el experimento y la simulación numérica, respectivamente. Estas variables de estudio que se especifican en la parte de nomenclatura de este trabajo corresponden a los valores que diferentes investigadores han comparado entre la modelación numérica *CFD* y las pruebas experimentales. Estos valores servirán de referencia para evaluar el éxito de la modelación.

Cabe señalar que este cálculo de variables con dispersión máxima se consideró para obtener valores significativos, aunque en algunos casos ciertos estudios reportaron directamente estos insumos.

4. Concurrencia y diagonalización. Con base en la información recopilada y los resultados de los cálculos, se realizó un análisis de concurrencia y diagonalización para identificar el número de investigaciones según el tipo de *PATs* e identificar los principales parámetros de modelado de *CFD* utilizados en experiencias exitosas.

En la Figura 25, se puede observar que el paquete computacional de *CFD* más utilizado en *PATs* es *ANSYS*. Respecto al uso de software libre como *OpenFOAM*, se verifica que este se utiliza menos del 10% de los casos. En este sentido, el desarrollo de metodologías, que puedan establecer mejoras en el desarrollo de mallas, así como el desarrollo de herramientas *CAD* para construir mallados en *OpenFOAM*, ayudarán a introducir a más investigadores en el uso de paquetes gratuitos. El programa *ANSYS*

presenta facilidad de manejo, facilidad de estructura de simulación y optimizaciones de malla. Por otro lado, el software *FloEFD* tiene la ventaja de manejar diferentes programas en un solo paquete, por lo que representa una excelente facilidad de uso. Finalmente, *OpenFOAM* es un paquete de software libre que puede adaptarse de acuerdo con necesidades específicas [77], lo que le da una ventaja significativa sobre el resto.

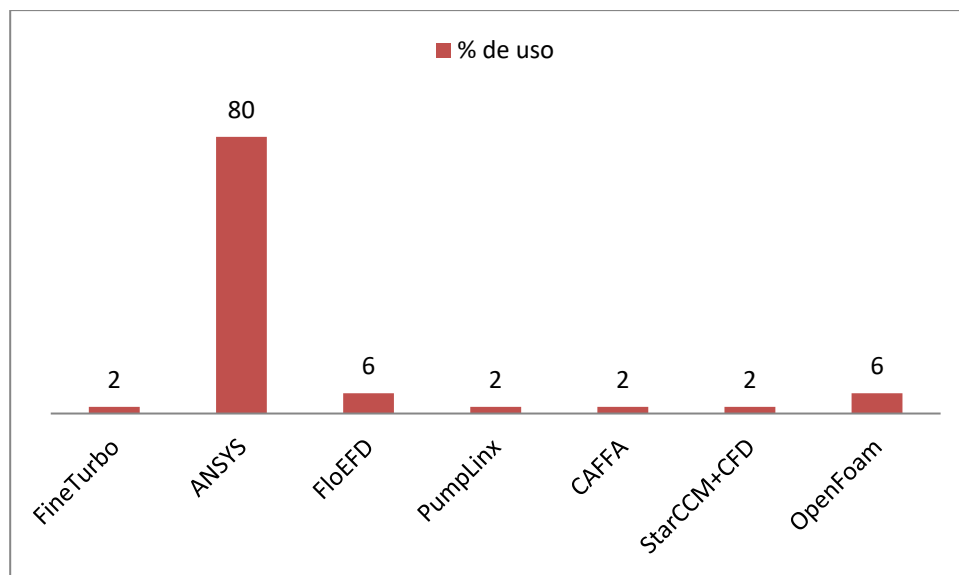


Figura 25 Paquetes CFD usados en simulaciones de PATs

La figura 26 muestra que el modelo de cierre de turbulencia más utilizado es $k-\epsilon$, que corresponde al 58% de los estudios de caso analizados. El modelo $k-\omega$ se utilizó en el 27% de los estudios y el resto de los modelos de turbulencia se utilizaron entre el 4% y el 6%. Esta situación coincide con estudios previos [64], [78] debido a los beneficios que representan en términos de reproducción del fenómeno de flujo en PATs, así como el consumo computacional [65]. Además, en estos modelos de cierre, se tienen en cuenta los efectos viscosos, lo que permite una mayor precisión de los resultados de los modelos numéricos.

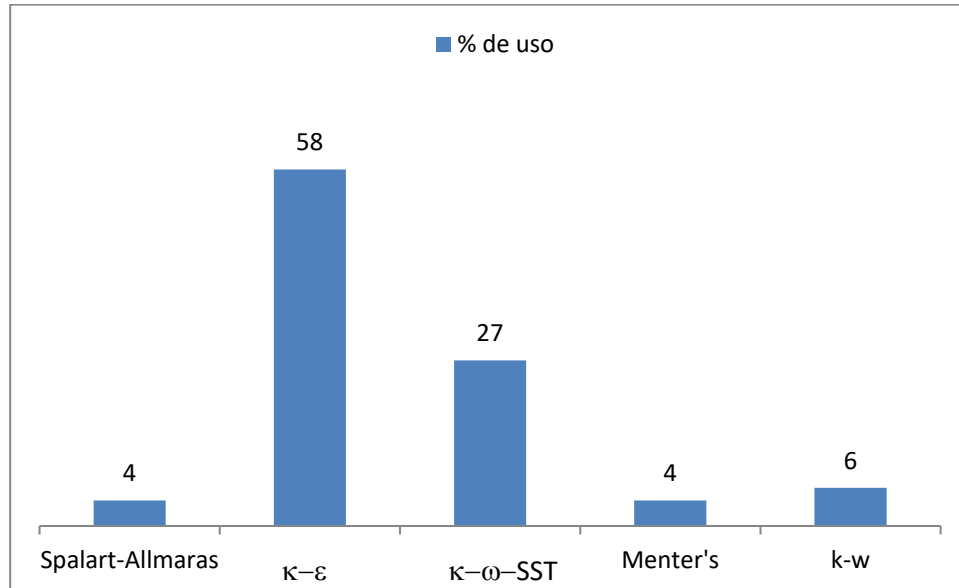


Figura 26 Modelos de cierre de turbulencia

De lo observado en la Figura 27, la malla estructurada es la más utilizada porque presenta los resultados más precisos y captura los efectos viscosos [64]. La malla estructurada se obtiene a partir del enfoque de múltiples bloques. Por lo tanto, se muestra que la aplicación de una malla estructurada y un modelo de turbulencia de cierre apropiado permiten capturar los efectos de viscosidad, y el fluido en PATs pueden simularse adecuadamente.

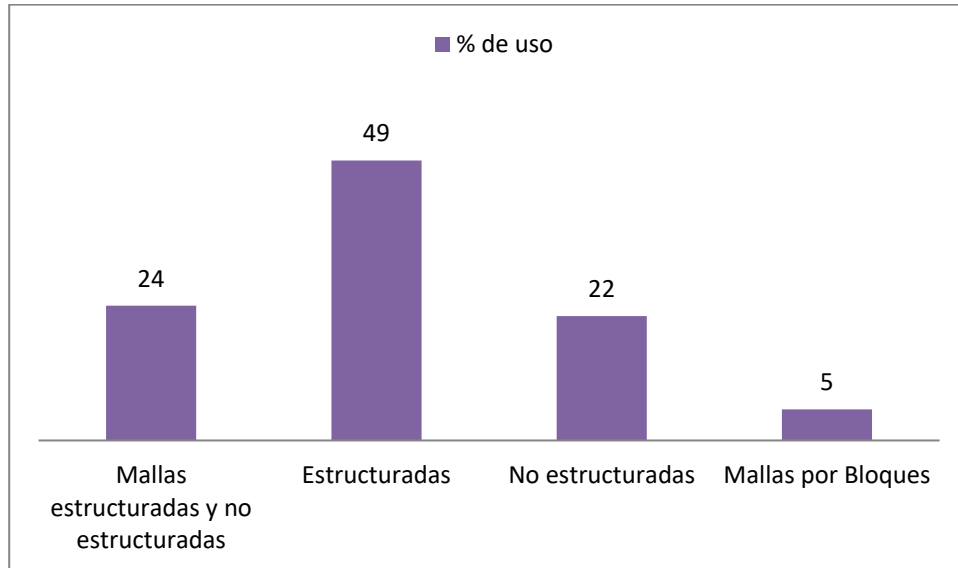


Figura 27 Mallas utilizadas

Como se muestra en la Tabla 17 y la Figura 28, hay un número significativo de investigaciones sobre *PATs* para bombas de flujo radial con velocidad de rotación fija y muy pocas para velocidad de rotación variable. Sin embargo, el tipo de bomba centrífuga es la única que se ha estudiado para esta condición de velocidad. El número de documentos que muestran modelos numéricos de informes para bombas con flujo mixto y flujo axial es mucho menor en comparación con el radial. Sin embargo, se observa que, en los últimos años, se han realizado diferentes estudios para este tipo de máquinas.

Tipo de Bomba	Artículos Publicados	Referencias
Axial	7	[[28], [61], [79]–[84]]
Mixta	5	[21], [84]–[86]
Radial	44	[26], [32], [88]–[97], [53], [98]–[107], [54], [108]–[117], [59], [118]–[121], [68]–[70], [81], [87]

Tabla 17 Investigaciones consultadas

La cantidad de investigación realizada sobre *PATs* en bombas mixtas y axiales (Figura 28) indica que este campo de estudio debe ampliarse. El uso de estas máquinas se justifica cuando las alturas son bajas y el caudal tiene valores altos [122]. En situaciones reales, las máquinas axiales se adaptarían correctamente, pero la falta de pruebas experimentales previas hace que los gestores de agua tengan pocas expresiones analíticas para estimar el análisis de energía utilizando *PATs* de tipo axial [31].

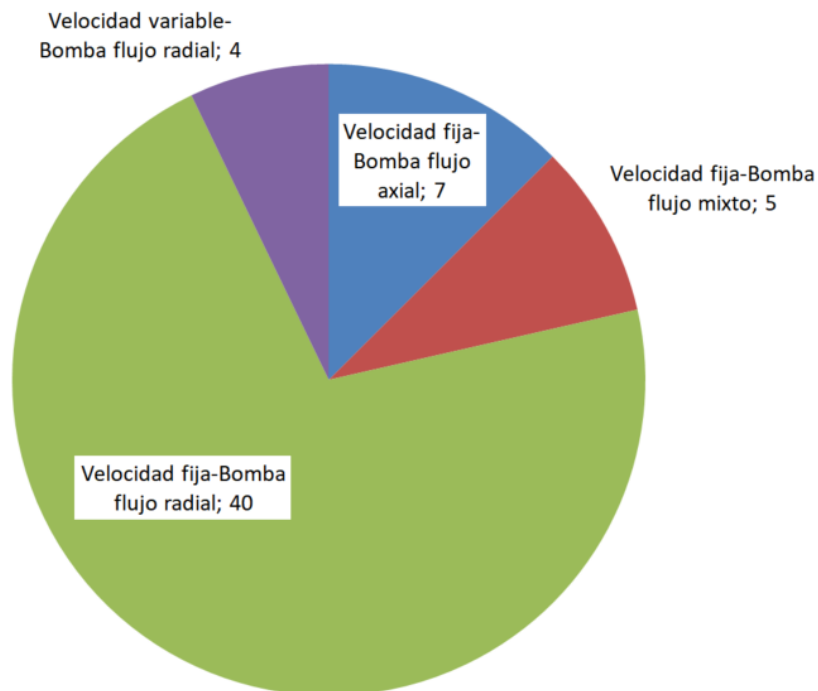


Figura 28 Publicaciones consultadas.

La mayoría de las bombas centrífugas, independientemente de su velocidad específica, dirección de flujo y número de impulsores, pueden funcionar en modo turbina para recuperar y generar energía. Los estudios consultados se clasificaron por tipo de máquina y tipo de velocidad de rotación (fija o variable) para encontrar aplicaciones exitosas de *CFD* en *PATs* y para encontrar campos de investigación que no han sido suficientemente estudiados. Por otro lado, previendo que el funcionamiento de las *PATs* será en condiciones de caudal variable y altura recuperable, es necesario conocer las estrategias que se pueden utilizar para establecer la regulación hidráulica y eléctrica en un sistema a través de disposiciones de máquinas y control de velocidad. Por esta razón, los avances de la modelación numérica deben entenderse para

encontrar expresiones y relaciones de predicción del funcionamiento de las PATs en este aspecto.

La tabla 18 muestra un resumen de las principales variables de estudio que se usaron en las simulaciones de CFD en bombas radiales para una velocidad de rotación fija. El análisis de estas variables, así como las consideraciones en las diferentes investigaciones publicadas, se utilizan en la siguiente discusión. Las variables permiten evaluar la efectividad de la modelación numérica en comparación con los resultados experimentales realizados en la investigación PATs. Estas variables de estudio se muestran en la nomenclatura.

ID	Reference	Condiciones de Control		Variable	Error relativo máximo (%)
		Entrada	Salida		
1	[26]	presión de estancamiento	presión estática	-	-
2	[68]	presión estática	caudal másico	H	10
3	[70]	presión estática constante	presión estática constante	η	2.18
4	[69]	-	-	H	4
5	[20]	presión estática constante	presión estática constante	η	2.18
6	[87]	caudal másico	presión total	H	5.56
7	[53]	caudal másico	presión estática	η	5.19
8	[91]	caudal	presión estática promedio	η	2.6
9	[92]	caudal	presión estática	Q	10
10	[94]	-	-	H	2.2
11	[95]	velocidad uniforme distribuida	presión estática constante	H	9.0
12	[32]	caudal másico	presión estática	H, η	-

5. Resultados y Discusión

ID	Reference	Condiciones de Control		Variable	Error relativo máximo (%)
		Entrada	Salida		
13	[96]	presión estática	caudal másico	η	6.8
14	[98]	velocidad uniforme	presión estática constante	H	9
15	[99]	-	-	Q	0.82
16	[101]	velocidad de entrada	presión estática constante	η	8.70
17	[123]	presión total	caudal másico	H	3.70
18	[103]	presión estática	caudal másico	η	7.69
19	[102]	velocidad de entrada	presión de salida	η	3.99
20	[104]	velocidad de entrada	presión de salida	-	-
21	[69]	presión total	presión ambiente	-	-
22	[106]	caudal másico	-	-	-
23	[99]	caudal másico	-	H	4.81
24	[107]	presión	caudal másico	η	4.64
25	[108]	presión estática constante	variable	ψ	4.00
26	[109]	presión de entrada	presión de salida	p	28.60
27	[110]	presión estática	caudal másico	P	12.31
28	[111]	presión estática	caudal másico	-	-
29	[112]	caudal másico	presión estática	P	14.71
30	[113]	presión estática	caudal másico	η	4.17
31	[114]	-	-	H	10.00

ID	Reference	Condiciones de Control		Variable	Error relativo máximo (%)
		Entrada	Salida		
32	[115]	velocidad	presión estática	H	10.70
33	[54]	caudal	presión estática promedio	ψ	5.00
34	[117]	presión ambiente 1bar	caudal másico	-	-
35	[118]	presión estática	caudal másico	-	-
36	[119]	caudal másico	presión estática	ψ	-
37	[120]	presión total	caudal	η, ψ (design point)	4.9
38	[93]	caudal másico, dirección de la velocidad, energía cinética turbulenta k and disipación turbulenta ϵ	presión estática	ψ	22.9
38	[29]	presión estática	caudal másico	P_{SHAFT}	3.51

Tabla 18 Condiciones de control, variables de estudio y error reportado/calculado en bombas radiales con velocidad de rotación fija.

Con respecto a bombas radiales con velocidad de rotación fija (un número significativo de investigaciones y pruebas experimentales), se encontraron 40 investigaciones. Las condiciones de contorno en la mayoría de los estudios para las secciones de entrada y salida fueron caudal y la presión estática. Las variables de estudio, para las cuales se obtuvo el error relativo entre simulación numérica y experimentación, fueron H , ψ , η , P_{SHAFT} y Q . La Tabla 18 y la Figura 29 muestran los principales parámetros utilizados en la simulación numérica en comparación con el error relativo calculado.

El rango de error relativo de 0 a 9% muestra que esto ocurrió en un rango de velocidades de rotación de 1000 a 2950 rpm. El paquete *CFD* que se usó es *ANSYS*, y hubo diferentes modelos de cierre, es decir, $k-\epsilon$, $k-\omega$, $k-\omega - SST$. Desde el punto de vista de la malla, se observaron bloques estructurados y no estructurados de cuadrícula

mixta. Al analizar el intervalo de error de 9 a 11%, las velocidades de rotación variaron de 900 a 1750 rpm como en el caso anterior. Para la simulación numérica, se observó que se utilizaron los paquetes *CFD ANSYS*, *StarCCM+CFD* y *FloEFD*. En este rango específico, se aplicaron los modelos de cierre $k-\varepsilon$ y $k-\omega$ -SST, con malla de bloques estructurados, así como modelos con malla hexaédrica inestable y estructurada.

Velocidades de rotación de 1450 y 1500 rpm presentaron errores relativos en el rango de 11-19%, mallas con bloques estructurados y modelo de cierre $k-\varepsilon$ modelados con el paquete *FineTurbo*.

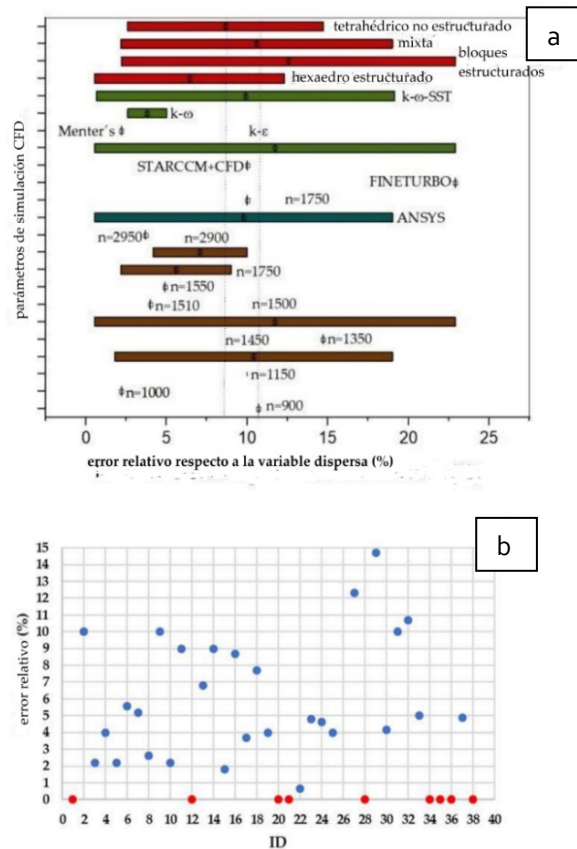


Figura 29 Análisis de error como función de parámetros *CFD*; (b) Análisis de error como función del error relativo e ID (los puntos rojos indican que los datos no están expresamente indicados en las investigaciones o no pueden ser calculados).

La figura 29b muestra el error relativo de los diferentes treinta y nueve estudios de caso, que se consideraron en este análisis. El error relativo estuvo entre 0.66 y 14.71%, excepto en el ID26, que tuvo un error de 28.6%. El error promedio fue de 6.86% y la desviación estándar de 5.45. Este valor permite utilizar los resultados numéricos para desarrollar expresiones analíticas y estimar las curvas características para el desarrollo del análisis energético posterior.

Pienika et al. [83] investigó una bomba axial con la ayuda de código abierto *CAFFA3D* creada en la Escuela de Ingeniería de la Universidad de la República del Uruguay. Las condiciones límite en la entrada y la salida fueron presión uniforme y flujo másico, respectivamente. Renzi et al. [81] realizó un estudio de una bomba de flujo axial en modo directo e inverso en una alcantarilla de aguas residuales para colocarla en una planta de tratamiento. La simulación se ejecutó con el paquete *ANSYS* para una *PATs* con una velocidad de rotación de 260 rpm y con modelo de cierre $k-\omega-SST$.

Aunque no es tan común emplear bombas centrífugas con flujo mixto para *PATs*, de acuerdo con Hlbocan et al. [84], las bombas de flujo mixto con un difusor podrían emplearse en un modo de operación de turbina sin ningún problema. Este autor utilizó un modelado *CFD* para una bomba con $n_s = 257$ rpm (m, kW) y $n = 1800$ rpm.

Rawal et al. [21] realizó experimentos y modelado numérico en una bomba de flujo mixto de una sola etapa con una velocidad específica de 93 rpm (m, kW) y una velocidad de rotación de 1450 rpm. La parte experimental se llevó a cabo en la Universidad de Karlsruhe, Alemania. La simulación numérica se realizó con un código comercial, y las condiciones de contorno fueron la presión total en la entrada en la salida de flujo másico. El modelo de cierre fue $k-\epsilon$, y la malla estaba compuesta por elementos de malla tetrahédricos no estructurados. Los autores concluyeron que este modelo numérico ayudó a investigar varios parámetros que no se miden fácilmente desde el punto de vista experimental y establecieron que los modeladores de experimentos deberían mejorar las discrepancias entre la parte experimental y la simulación con mejores técnicas de modelado.

En el caso de bombas radiales utilizadas como *PATs* con rotación de velocidad variable, el rango total de velocidades de rotación varía de 300 a 2910 rpm y los paquetes utilizados fueron *FloEFD*, *PumpLinx* y *ANSYS*. El modelo de cierre de turbulencia utilizado en todos los casos fue $k-\epsilon$. Las condiciones de contorno en la entrada en la mayoría de los casos fueron flujo volumétrico y presiones estáticas en la salida. Se utilizaron diferentes tipos de mallas, tanto estructuradas como no estructuradas, para realizar las simulaciones. El cálculo del error relativo entre el experimento y el valor obtenido en la modelación numérica para cada variable de estudio se especifica en la tabla 19.

5. Resultados y Discusión

n	Simulación numérica			Condición de control			Error de cálculo	
	rpm	Paquete CFD	Modelo cierre	Malla	Entrada	Salida	Variable de estudio	Máxerror relativo (%)
300–2200	<i>PumpLinx</i>	k-ε	hexagonal not deformed cells	caudal	presión	ρ	3.10	[121]
520–1500	<i>FloEFD</i>	k-ε	structured hexaedral	caudal	presión	ΔH, η	(1.7–44.48), (0–52.4)	[89]
810–1500	<i>FloEFD</i>	k-ε-with wall functions	structured hexahedral	caudal	Presión estática	H	9	[88]
1500–2910	<i>ANSYS - FLUENT</i>	k-ε	structured hexahedral/unstructured tetrahedral	Velocidad uniforme	Presión estática	η	34.62	[59]

Tabla 19 Análisis de Bombas radiales con velocidad de rotación variable

Frosina et al. [121] desarrolló un nuevo método para simulación numérica con *PATs*. Se simularon tres bombas centrífugas con varias velocidades específicas en modo directo y se compararon con los datos de los fabricantes. Luego, se realizó un modelo numérico en modo inverso y se comparó y validó con datos experimentales de un banco de pruebas dedicado de la Universidad de Nápoles Federico II. La simulación se realizó con código *PumpLINX* para una rejilla hexagonal no deformada y el modelo de cierre de turbulencia $k-\epsilon$. La condición límite en la entrada era el flujo volumétrico, y en la salida, la presión. El error relativo calculado fue de 3.1% para p .

Pérez-Sánchez et al. [88] obtuvo la caída de carga para diferentes velocidades de rotación en varias máquinas analizando el comportamiento de la distribución de presión para una *PATs* en un sistema de tuberías de agua. Ese estudio presentó un modelo *CFD* con código *FloEFD*, el modelo de cierre de turbulencia $k-\epsilon$ con condiciones de contorno para la entrada y salida del caudal volumétrico y la presión registrada en el transductor. El error relativo informado para H fue del 9%.

Simao et al. [89] estudió el efecto de la velocidad de rotación y las variaciones de velocidad asociadas. La investigación tuvo como objetivo analizar los perfiles de velocidad para diferentes velocidades de rotación. Se estableció una comparación entre el modelo *CFD* y los resultados de las pruebas experimentales para aprender sobre el flujo hidrodinámico. El desarrollo de la simulación *CFD* lo realizó con *FloEFD*. La condición de control en la entrada es caudal volumétrico y presión estática de salida. El modelo de turbulencia de cierre fue $k-\epsilon$ con funciones de pared.

El análisis del error cuando la máquina opera a velocidad variable mostró que las simulaciones *CFD* tienen un valor de error alto, que se encuentra entre 1.7 y 52.4%. Este error es superior cuando la variable analizada fue la eficiencia. Este parámetro es difícil de estimar tanto para análisis analíticos como numéricos, pero es crucial para obtener estudios energéticos precisos [31]. Además, debe observarse que las mallas hexaédricas se prefieren a las tetraédricas debido a su eficiencia en la optimización del espacio en el que se requiere un número menor de celdas para resolver la geometría. Además, la calidad de malla generada se considera para la ortogonalidad y la adaptabilidad, con el paquete computacional que se está aplicando. Sin embargo, debido a las formas que deben analizarse en *PATs*, son necesarios elementos hexaédricos no estructurados. En la mayoría de los casos analizados, se ha visualizado con buenos resultados el uso de mallas híbridas generadas por la combinación de células tetraédricas y hexaédricas.

Finalmente, este Artículo 1 muestra una investigación sobre la implementación de Dinámica de Fluidos Computacional (*CFD*) en el estudio de bombas como turbinas *PATs*. Se han comparado resultados de test experimentales con los de las modelaciones numéricas realizadas en *CFD*, con el fin de comprender mejor el

fenómeno. Además, se ha aplicado el análisis de datos en modelos exitosos con el fin de determinar variables y parámetros clave en la modelación. De acuerdo con la indagación realizada, la mayoría de estudios se centraron en la rotación de velocidad fija a diferencia de muy pocos casos donde se consideró la velocidad variable. Se descubrió que no hay suficiente información en la literatura académica para *PATs* de flujos axiales y mixtos con velocidad fija ni variable. En la mayoría de los casos se encontró que en su mayoría se utilizaron modelos de turbulencia basados en las ecuaciones de Navier–Stokes promedio de Reynolds (*RANS*) para simular *PATs* con rotación de velocidad fija.

Este análisis muestra la necesidad de desarrollar análisis numéricos y experimentales, que permitan a los investigadores analizar el comportamiento de las *PATs* cuando operan a velocidad de rotación variable, mejorando el conocimiento sobre máquinas axiales. Este análisis muestra que solo se estudiaron unas pocas máquinas radiales con velocidad de rotación variable numéricamente, y no hay estudios que se centren en máquinas mixtas y axiales operadas como turbina. Si la mejora energética quiere llegar mediante la instalación de las centrales microhidráulicas, los investigadores deben intentar aumentar la base de conocimientos en máquinas, que podrán operar cuando la carga recuperable sea baja, ya que hay muchas ubicaciones que muestran altos valores recuperables de energía. Esta oportunidad tiene que ayudar en la mejora de las diferentes metas de los objetivos de desarrollo sostenible.

En contraste, de acuerdo con la investigación realizada, el análisis de bombas como turbinas desde la perspectiva *CFD* debe abordarse considerando lo siguiente. (i) El investigador debe conocer las fuentes de error para que sus respectivos valores estén en rangos aceptados en ingeniería. Es esencial gestionar adecuadamente el tipo y la calidad de la malla, los métodos numéricos y las opciones de diferentes modelos en el modelado. (ii) Desde el punto de vista del mallado, existe una gran variedad de opciones, por lo que es necesario adoptar una malla que se adapte a los diferentes tipos de geometría. Cabe señalar que se prefieren estructuras hexaédricas a tetraédricas porque su eficiencia en la optimización del espacio es mejor. (iii) En algunos casos, los estudios se presentaron para determinar el tamaño de malla adecuado para llevar a cabo las simulaciones para alcanzar resultados óptimos aceptables a partir de los recursos y el tiempo computacionales. Otros aspectos importantes a analizar son la selección de y^+ , el intervalo de tiempo de análisis y el paso de tiempo.

5.2 Fase del procedimiento analítico

5.2.1 Obtención de expresiones matemáticas para predecir el funcionamiento de PATs

La primera parte de la fase del procedimiento analítico está basada en un artículo publicado (Artículo 2):

New Expressions to Apply the Variation Operation Strategy in Engineering Tools Using Pumps Working as Turbines

Coautores: Frank Alex Plua Aguirre; Francisco-Javier Sánchez-Romero; Víctor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

Revista: Water ISSN 2227-7390

Factor de impacto: 2.592. JCR (Q1)

Estado: Publicado [Mathematics 2021, 9,830; doi: 10.3390/math90860].

Esta investigación propone nuevas expresiones para obtener las curvas características de una PATs trabajando a velocidad variable con una nueva estrategia para desarrollar un modelo matemático para bombas que funcionan como turbinas (PATs), considerando las leyes de afinidad modificadas. Estas ecuaciones, que se pueden introducir en herramientas de simulación hidráulica, permiten la estimación de las curvas de carga, eficiencia y potencia de los PATs cuando funcionan a diferentes velocidades de rotación. La investigación utilizó 87 curvas para 15 máquinas diferentes para desarrollar el nuevo modelo. Este modelo mejora los resultados de los trabajos publicados anteriormente, reduciendo el error en la estimación de los valores de altura, eficiencia y potencia. El modelo propuesto redujo los errores entre un 30 y un 50% en comparación con el resto de los modelos.

La necesidad de desarrollar estudios energéticos, previos a la construcción de estas instalaciones, requiere el uso de herramientas de simulación. Estas herramientas deben ser capaces de definir las curvas de funcionamiento de la máquina en función del caudal. Los modelos matemáticos han sido una herramienta muy útil para mejorar la gestión de las redes de agua [42]. Estos modelos mejoraron tanto los sistemas presurizados [8], como los canales de superficie libre [43], mejorando su

gestión y comportamiento en flujos estables e inestables. Algunos de estos modelos se centran en la integración de la gestión en los nuevos retos de sostenibilidad de las infraestructuras [9].

Anteriormente, se publicaron diferentes investigaciones en las que el uso y análisis de *PATs* se centró en analizar la recuperación de energía teórica [44], así como el punto de servicio de estas máquinas, cuando no se conocía información por parte del fabricante [45]. Cuando no se conocen las curvas, se deben estimar las curvas de carga, eficiencia y potencia (estas curvas se denominan curvas características) cuando la bomba se usa en modo turbina. Estas expresiones se definen mediante las siguientes ecuaciones:

$$H_0 = A + BQ_0 + CQ_0^2 \quad (14)$$

$$\eta_0 = E_4Q_0^4 + E_3Q_0^3 + E_2Q_0^2 + E_1Q_0 + E_0 \quad (15)$$

$$P_0 = P_4Q_0^4 + P_3Q_0^3 + P_2Q_0^2 + P_1Q_0 + P_5 \quad (16)$$

donde H_0 es la carga recuperada cuando la máquina gira a una velocidad de rotación nominal en m.c.a; Q_0 es el caudal en m^3/s ; A , B , y C son los coeficientes que definen la curva característica de carga o altura en la *PATs*; η_0 es la eficiencia de la máquina para cada caudal (non-dimensional); E_4 , E_3 , E_2 , E_1 , y E_0 son los coeficientes que definen la curva de eficiencia; P_0 es la potencia generada en kW ; P_4 , P_3 , P_2 , P_1 , and P_5 con los coeficientes que definen la curva de potencia de la máquina.

La curva de altura o carga permite la determinación de la carga recuperada en función del flujo. La curva de eficiencia determina la eficiencia de la máquina de acuerdo con el flujo circulante; y la curva de potencia establece la potencia generada por la máquina para cada valor de flujo. Referencias previas demostraron la posibilidad de estimar estas curvas mediante el uso de parámetros no dimensionales [128]. Esta estimación debe desarrollarse utilizando parámetros adimensionales y son el número de carga (h), el número de flujo (q), el número de eficiencia (e) y el número de par (b) [47]. Los diferentes parámetros adimensionales, que se utilizan para regular las máquinas mediante la variación de la velocidad de rotación, son los siguientes:

$$q = \frac{Q_i}{Q_{BEP}} \quad (17)$$

$$h = \frac{H_i}{H_{BEP}} \quad (18)$$

$$e = \frac{\eta_i}{\eta_{BEP}} \quad (19)$$

$$p = \frac{P_i}{P_{BEP}} = qhe \quad (20)$$

donde q , h , e , y p son coeficientes de caudal, altura, eficiencia, y potencia; Q_i es cualquier valor de caudal en la *PATs* en m^3/s ; H_i es la carga para Q_i correspondiente a la curva de altura en *m.c.a*; η_i es la eficiencia de la máquina cuando el caudal es Q_i ; P_i es la potencia efectiva para Q_i ; Q_{BEP} , H_{BEP} , P_{BEP} , y η_{BEP} se refiere al punto de mayor eficiencia de la máquina (*BEP*), el cuál define la mejor carga (*BEH*) cuando se cambia la velocidad rotacional.

En concordancia con esto, la reducción de las incertidumbres mediante la estimación de las curvas características con respecto a su comportamiento funcionando como bombas ha sido un objetivo de diferentes estudios [127]. Se han publicado diferentes métodos semiempíricos que proponen expresiones polinómicas para estimar las curvas *PATs*, cuando la máquina funciona con velocidad de rotación constante [45], [46], [129], [130]. El desarrollo de estas expresiones matemáticas fue crucial para mejorar la caracterización de los *PATs* así como los modelos energéticos para analizar la recuperación de energía.

Debido a que el caudal cambia con el tiempo en las diferentes tuberías de las redes de agua debido a las demandas de los usuarios, los análisis de energía no se maximizan cuando se consideran las *PATs* funcionando a velocidad de rotación constante. Para aumentar la recuperación de energía, se han publicado diferentes estrategias en las que se alcanza la maximización de energía cuando la máquina funciona a diferentes velocidades de rotación. Esta estrategia se denomina estrategia de operación variable (denominada *VOS*) [50]. La variación de la velocidad de rotación es crucial para alcanzar los mejores valores de eficiencia en los sistemas de agua, y es el foco de los nuevos desafíos en los sistemas hidroeléctricos también aplicados a las turbinas Francis [51]. Cuando la velocidad de rotación cambia, es necesario introducir el conocimiento de las curvas *PATs* en modelos matemáticos, que analicen la recuperación de energía en los sistemas de agua. La falta de expresiones matemáticas dificulta la mejora de las estimaciones energéticas al aplicar la estrategia *VOS* en la modelación de sistemas hídricos [128].

En los últimos años, algunos investigadores han publicado diferentes métodos que permiten a los gestores del agua y a las empresas estimar las curvas características de los *PATs*, al desarrollar estudios energéticos preliminares. Estos métodos no consideraron la variación en la velocidad de rotación, que es de suma importancia para alcanzar la maximización de la energía recuperada [56].

En 2014 se dio un paso adelante, cuando algunos investigadores analizaron la variación en la velocidad de rotación a través de pruebas experimentales para mejorar la maximización de la recuperación de energía. La investigación descrita en [45] propuso expresiones empíricas utilizando cuatro máquinas diferentes probadas en 2016. Estas ecuaciones solo deben considerarse cuando la velocidad específica está entre 120 y 162 (m, kW). En 2018, se probaron dos *PATs* y se utilizaron para definir otras expresiones, que podrían estimar las curvas características cuando se conocía el mejor punto de eficiencia [129]. La investigación publicada en [130] estudió las curvas de eficiencia, potencia y carga en un *PATs*, que se instaló en sistemas presurizados de agua en 2020. Todos los estudios utilizaron entre una y cuatro máquinas [45], [128]–[130]. El bajo número de máquinas reduce la aplicabilidad de las expresiones propuestas, cuando se utilizan otras máquinas. Para resolver este problema, la presente investigación va un paso más allá, utilizando 87 curvas características probadas diferentes (es decir, carga, eficiencia y potencia) de la mayoría de las máquinas hidráulicas, que se han publicado en referencias anteriores.

La metodología propuesta en el Artículo 2 se centra en la obtención de algunas expresiones empíricas particulares, que permiten a los gestores del agua desarrollar herramientas para modelar *PATs* en sistemas de agua, cuando operan a velocidad de rotación variable. La estrategia se basa en el conocimiento de las curvas características (carga, eficiencia y potencia) a velocidad nominal [131]. El método propuesto se basa en expresiones clásicas de las máquinas hidráulicas, proponiendo una estrategia para modificarlas por las leyes de afinidad.

El objetivo principal de la estrategia es proponer una expresión empírica que permita a los gestores del agua introducir herramientas de gestión para simular los diferentes escenarios bajo la operación *VOS*. Además, el método reducirá los errores cuando las curvas características se estiman en condiciones de velocidad variable. Para lograrlo, se propusieron diferentes pasos para derivar las nuevas expresiones considerando la modificación de las leyes de afinidad de las máquinas hidráulicas. [132]. Finalmente, el método se validó con las diferentes máquinas probadas. La Figura 30 muestra las diferentes etapas propuestas. Estos pasos son los siguientes:

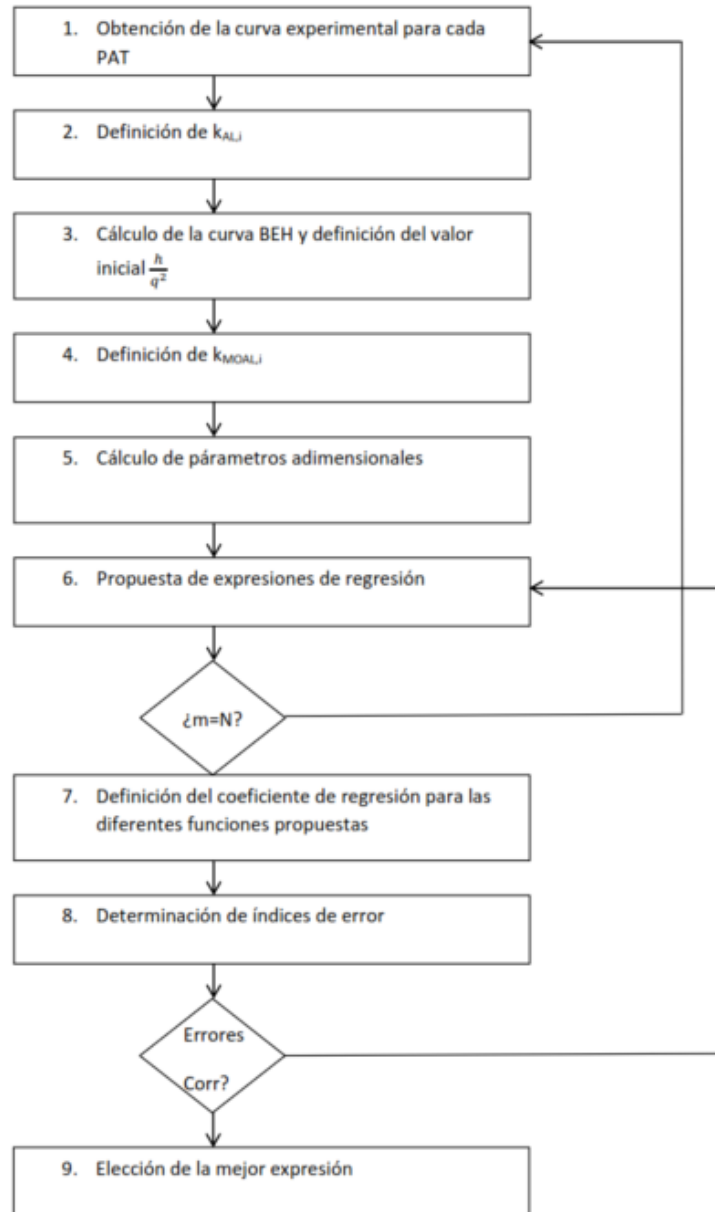


Figura 30 Metodología propuesta para derivar las expresiones

La metodología propuesta se aplicó utilizando diferentes máquinas experimentales. Como se indica, se usaron 15 *PATs* en esta investigación, como se muestra en la Tabla 20. La base de datos experimentales se desarrolló a partir de diferentes estudios consultados. Estas *PATs* se probaron considerando diferentes velocidades de rotación (Tabla 21), lo que permitió la interpolación de los diferentes valores experimentales entre velocidades de rotación. La velocidad específica (n_{st}) de las máquinas usadas estaba entre 5 y 50 rpm. n_{st} se define como:

$$n_{st} = n_0 \frac{P_0^{\frac{1}{2}}}{H_0^4} \quad (41)$$

5. Resultados y Discusión

ID	Ref	n_{st} (m,kW)	n_o (rpm)	D (mm)	Q_{BEP} (l/s)	H_{BEP} (m.c.a.)	η_{BEP}	RS	IP	AP
1	[13]	20.66	102	1	3	4144	0.615	4	766	2393
2		28.34	120	2	24,460	12,437	0.596	7	621	3812
3	[13]	25.57	110	2	22,295	11,941	0.714	7	851	5646
4		26.43	110	2	23,731	11,910	0.766	7	766	5086
5		17.68	120	2	16,755	18,126	0.718	6	846	4377
6	[13]	27.03	8	2	27,322	8305	0.800	5	680	2997
7		25.44	120	2	28,392	15,859	0.715	6	580	3035
8	[13]	13.65	120	1	4	11,283	0.543	3	714	1937
9	[13]	5	110	1	9	51,267	0.703	6	680	3514
1		31.16	300	1	17,985	30,288	0.695	6	802	4535
1	[13]	20.97	300	1	17,975	51,355	0.727	6	777	4516
1		50.71	270	1	36,909	22,207	0.705	7	609	4139
1	[14]	21.75	100	4	95,591	34,428	0.795	4	745	2595
1	[14]	13.84	125	1	8	17,525	0.622	6	804	3020
1	[14]	3	290	1	50,050	52,849	0.646	7	708	4848
Total								87	10,949	56,450

RS, número de curvas experimentales, que se probaron para diferentes velocidades de rotación; IP, número de parábolas interpoladas utilizando las curvas experimentales para cada velocidad de rotación; AP, número de puntos analizados.

Tabla 20 Características de las bombas utilizadas que funcionan como turbinas (PATs)

5. Resultados y Discusión

q								p							
FM	R ²	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	FM	R ²	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6
F ₁	0.9945	-	-	-	-0.4603	1.425	-	F ₁	0.9133	-	-	-	0.4447	0.4063	-
F ₂	0.8630	-	-	-	-0.7538	2.0117	-0.2765	F ₂	0.6836	-	-	-	-0.8423	2.9793	-1.2124
F ₃	0.9955	-	0.1112	-	-0.4566	1.3510	-	F ₃	0.9244	-	0.3783	-	0.4574	0.1547	-
F ₄	0.8802	-	0.0925	-	-0.6867	1.8224	-0.2163	F ₄	0.7109	-	0.2897	-	-0.6325	2.3865	-1.0239
F ₅	0.9956	-0.0109	0.2984	-0.2918	-0.5549	1.5705	-	F ₅	0.9357	2.0926	0.4300	-2.2315	-1.0984	1.8245	-
F ₆	0.8809	-0.1525	0.1958	-0.0118	-0.6429	1.8489	-0.2241	F ₆	0.7297	1.6724	0.1255	-1.4005	-1.3596	2.6509	-0.6651
F ₇	0.8310	-	-	-	-	0.7439	-	F ₇	0.8098	-	-	-	-	2.4762	-
F ₈	0.8243	-	-	-	-	0.6796	-0.0540	F ₈	0.8019	-	-	-	-	2.2406	-0.1978
F ₉	0.8949	-	-	0.1847	-	0.5541	-	F ₉	0.8825	-	-	0.6644	-	1.7937	-
F ₁₀	0.8567	-	-	0.1675	-	0.5617	-0.0085	F ₁₀	0.8374	-	-	0.5855	-	1.8282	0.0388
h								h/q ²							
FM	R ²	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	FM	R ²	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6
F ₁	0.9910	-	-	-	0.5072	0.4588	-	F ₁	0.9781	-	-	-	-0.5118	1.6305	-
F ₂	0.9474	-	-	-	0.0943	1.2844	-0.3890	F ₂	0.7375	-	-	-	1.0476	-1.487	1.4690
F ₃	0.9919	-	0.1161	-	0.5111	0.3816	-	F ₃	0.9811	-	-0.2347	-	-0.5196	1.7866	-
F ₄	0.9506	-	0.0874	-	0.1576	1.1055	-0.3321	F ₄	0.7639	-	-0.1139	-	0.9651	-1.2538	1.3498
F ₅	0.9922	-0.0942	0.4740	-0.4828	0.3765	0.7450	-	F ₅	0.9862	-1.5078	-0.4706	1.9296	0.7143	0.3415	-
F ₆	0.9512	-0.3107	0.3172	-0.0546	0.242	1.1708	-0.3426	F ₆	0.7780	-0.6902	0.1218	0.3127	1.2224	-1.2655	1.2940
F ₇	0.9653	-	-	-	-	1.7017	-	F ₇	0.2070	-	-	-	-	0.2140	-
F ₈	0.9620	-	-	-	-	1.6646	-0.0312	F ₈	0.4018	-	-	-	-	0.3055	0.0768
F ₉	0.9734	-	-	0.1392	-	1.5587	-	F ₉	0.5060	-	-	-0.2302	-	0.4505	-
F ₁₀	0.9684	-	-	0.1689	-	1.5457	0.0147	F ₁₀	0.4786	-	-	-0.1660	-	0.4223	0.0317

5. Resultados y Discusión

e								he/q ²							
FM	R ²	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	FM	R ²	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6
F ₁	0.9796	-	-	-	-1.2039	2.1823	-	F ₁	0.9792	-	-	-	-0.8255	1.8427	-
F ₂	0.2391	-	-	-	-0.8235	1.4219	0.3583	F ₂	0.1508	-	-	-	-0.1706	0.5336	0.6169
F ₃	0.9798	-	0.0535	-	-1.2021	2.1467	-	F ₃	0.9792	-	-0.0236	-	-0.8263	1.8584	-
F ₄	0.2602	-	0.0896	-	-0.7586	1.2385	0.4167	F ₄	0.1538	-	0.0316	-	-0.1478	0.4690	0.6374
F ₅	0.9803	0.5100	-0.5485	0.4514	-1.2321	1.8052	-	F ₅	0.9801	0.5319	-0.8280	0.7565	-0.7572	1.2873	-
F ₆	0.2832	0.8271	-0.3187	-0.1758	-1.0350	1.1815	0.5019	F ₆	0.1912	0.9930	-0.4939	-0.1555	-0.4706	0.3804	0.7298
F ₇	0.0017	-	-	-	-	0.0306	-	F ₇	0.1753	-	-	-	-	0.2447	-
F ₈	0.0214	-	-	-	-	-0.1036	-0.1127	F ₈	0.1160	-	-	-	-	0.2019	-0.0359
F ₉	0.2677	-	-	0.3404	-	-0.3191	-	F ₉	0.2197	-	-	0.1102	-	0.1315	-
F ₁₀	0.1019	-	-	0.2494	-	-0.2791	-0.0450	F ₁₀	0.1288	-	-	0.0834	-	0.1432	-0.0132

Tabla 21 Valores de los diferentes β_i para cada modelo de función propuesto y considerando los diferentes parámetros adimensionales

La Tabla 21 también muestra el número de curvas experimentales (*RS*) que se probaron considerando diferentes velocidades de rotación para cada máquina, el número de curvas interpoladas utilizadas, así como el número de puntos utilizados para desarrollar la regresión y el análisis de la base de datos. El análisis de las 87 curvas probadas para diferentes *PATs*, que operaban a diferentes velocidades de rotación, permitió obtener 10,949 parábolas interpoladas, así como 56,450 puntos de trabajo para desarrollar la superficie.

Una vez analizados los datos experimentales de las 15 *PATs* probadas, se determinaron los coeficientes β_i para los diferentes parámetros no dimensionales (q , h , e , p , h/q^2 , he/q^2). La tabla 21 muestra los diferentes valores de los coeficientes β_i para cada función propuesta (F_i) para modelar los parámetros no dimensionales (*NP*). La tabla 21 también muestra el coeficiente de regresión (R^2).

La bondad de estos modelos se midió de acuerdo con los diferentes índices de error. Se determinaron los diferentes parámetros adimensionales propuestos para cada máquina y la velocidad de rotación, definiendo el porcentaje de error para las diez funciones diferentes del modelo. La tabla 22 muestra los valores de error para cada índice, así como su clasificación comparada entre las diez funciones. Esta tabla determina los valores medios de los índices de error, ya que estos errores se calcularon para cada velocidad de rotación en cada máquina probada (87 curvas).

La tabla 22 muestra los valores de error promedio para cada *FM*. Estos valores de errores permiten decidir el mejor modelo de función para cada parámetro adimensional (es decir, h , q , e y p). Cuando se desarrolló el análisis de errores, el mejor modelo de función (*FM*) fue *F6* para los parámetros adimensionales h y e . Aunque se podrían usar diferentes *FMs*, *F6* consideró tanto la velocidad de rotación como la relación $\frac{Q}{Q_{BEP}}$. El uso de esta relación es interesante ya que mide la distancia entre Q y Q_{BEP} . Esta es una diferencia importante, ya que permite a los gestores del agua fijar el rango de flujo de operación para que se apliquen las leyes de afinidad [129].

5. Resultados y Discusión

Expresiones (21)					Expresiones (22)					Expresiones (23)				
$H = h \left(A + B \frac{Q}{4} + C \left(\frac{Q}{2} \right)^2 \right)$					$\eta = e \left(E_4 \left(\frac{Q}{q} \right)^4 + E_3 \left(\frac{Q}{q} \right)^3 + E_2 \left(\frac{Q}{q} \right)^2 + E_1 \left(\frac{Q}{q} \right) + E_0 \right)$					$P = p \left(P_4 \left(\frac{Q}{q} \right)^4 + P_3 \left(\frac{Q}{q} \right)^3 + P_2 \left(\frac{Q}{q} \right)^2 + P_1 \left(\frac{Q}{q} \right) + P_0 \right)$				
FM	RMSE	MAD	MRD	BIAS	FM	RMSE	MAD	MRD	BIAS	FM	RMSE	MAD	MRD	BIAS
F1	0.6869 (6)	0.5733 (6)	0.0325 (8)	0.1695 (7)	F1	0.0596 (8)	0.0486 (8)	0.1161 (8)	0.0198 (9)	F1	0.2666 (8)	0.221 (8)	0.1467 (8)	0.0678 (8)
F2	0.7234 (9)	0.6007 (9)	0.0296 (5)	0.1054 (6)	F2	0.0656 (10)	0.0493 (10)	0.1185 (10)	0.0173 (7)	F2	0.2391 (6)	0.1983 (7)	0.1313 (7)	0.049 (4)
F3	0.6099 (3)	0.5109 (1)	0.0286 (3)	0.0272 (5)	F3	0.0487 (4)	0.042 (6)	0.1139 (7)	0.004 (4)	F3	0.3341 (10)	0.259 (10)	0.1626 (10)	0.1305 (10)
F4	0.6535 (5)	0.5448 (5)	0.0274 (2)	0.0264 (4)	F4	0.0469 (2)	0.0381 (3)	0.1015 (2)	0.0009 (5)	F4	0.2732 (9)	0.213 (8)	0.1398 (8)	0.0222 (1)
F5	0.6077 (2)	0.5113 (2)	0.0289 (4)	0.0026 (2)	F5	0.0494 (5)	0.0424 (7)	0.1115 (6)	0.0052 (5)	F5	0.2314 (5)	0.1775 (5)	0.1216 (5)	0.0646 (6)
F6	0.6075 (1)	0.5154 (3)	0.0266 (1)	0.005 (3)	F6	0.0397 (1)	0.0331 (1)	0.0883 (1)	0.0027 (3)	F6	0.2472 (7)	0.194 (6)	0.1272 (6)	0.0654 (7)
F7	0.6101 (4)	0.5186 (4)	0.0302 (6)	0.3739 (9)	F7	0.054 (7)	0.0419 (5)	0.1033 (3)	0.0016 (2)	F7	0.1169 (1)	0.1017 (1)	0.0858 (1)	0.023 (2)
F8	0.6979 (7)	0.5911 (8)	0.332 (9)	0.0021 (1)	F8	0.0652 (9)	0.049 (9)	0.111 (5)	0.0222 (10)	F8	0.174 (4)	0.1471 (4)	0.0886 (2)	0.1127 (9)
F9	0.7697 (10)	0.6154 (10)	0.0349 (10)	0.4324 (10)	F9	0.0506 (6)	0.0414 (4)	0.1174 (9)	0.0182 (8)	F9	0.1486 (2)	0.13 (2)	0.0964 (4)	0.0364 (3)
F10	0.7085 (8)	0.5847 (7)	0.0321 (7)	0.216 (8)	F10	0.047 (3)	0.0379 (2)	0.1107 (4)	0.0064 (6)	F10	0.1504 (3)	0.1345 (3)	0.0942 (3)	0.0629 (5)

Tabla 22 Valores de error promedio para cada FM, La clasificación del Fi cuando los índices de error se comparan de (1) a (9)

cuando se indica cuando se analizó p , también se eligió la función F_7 , ya que solo consideró una variable (α), lo que arrojó buenos resultados en la estimación de la curva. Se usó F_7 para determinar la curva de potencia directamente por la expresión (28). Sin embargo, cuando los gestores de agua deseen determinar la curva de potencia mediante el uso de Q , H y η , deben usar la función F_6 .

Una vez elegida la función F_6 , se comparó el error de las leyes de afinidad modificadas con todas las curvas ensayadas. Todos los índices de error se calcularon para carga, eficiencia y potencia. Sin embargo, cuando se analizaron los errores de F_7 para la curva de potencia, estos mostraron el mejor enfoque. La Figura 31 muestra los valores de error para la curva de potencia usando la expresión F_7 .

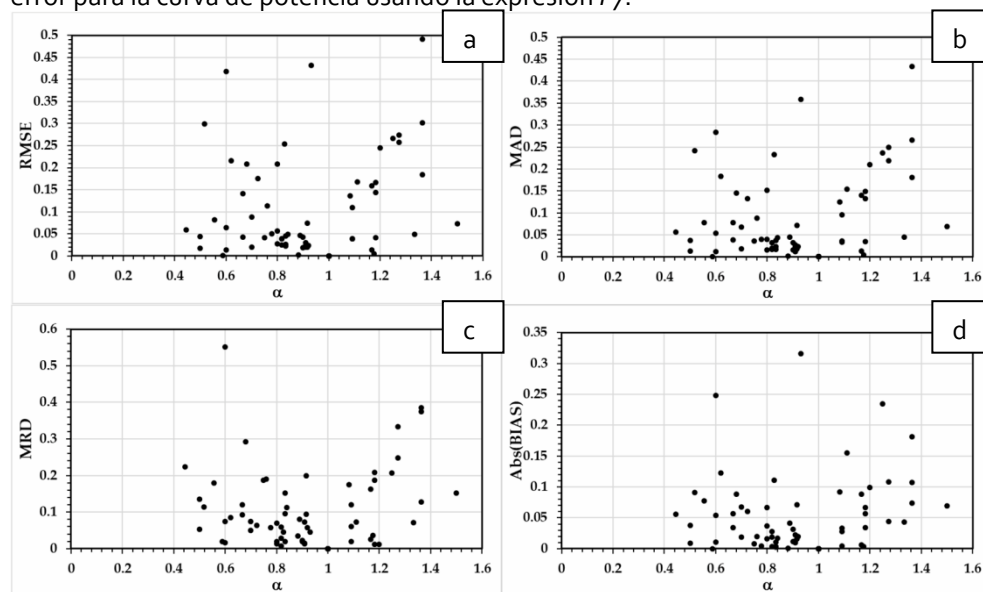


Figura 31 Valores de error cuando se determina la potencia (a) error cuadrático medio ($RMSE$); (b) derivación absoluta media (MAD); (c) desviación relativa media (MRD) y, (d) valor absoluto de $BIAS$

Una vez que se compararon los errores relativos del modelo de función seleccionado (F_6) para cada velocidad de rotación de la máquina probada, en las Figura 31. Valores de error cuando se determina la potencia (a) error cuadrático medio ($RMSE$); (b) derivación absoluta media (MAD); (c) desviación relativa media (MRD) y, (d) valor absoluto de $BIAS$ diferentes funciones propuestas para altura, eficiencia y potencia, las

expresiones propuestas se compararon con otras expresiones que ya se han publicado en la literatura.

Esta investigación propone las siguientes funciones particulares para definir las curvas características de la máquina de acuerdo con las expresiones (26 y 28). Se eligió el modelo *F6* cuando se debían estimar las curvas de carga y eficiencia. *F6* mostró los errores más bajos en comparación con el resto de los modelos. Además, este modelo contiene la variación de la velocidad de rotación (α), así como el uso de la relación Q/Q_{BEP} , lo que permitió medir la cercanía a *BEP*. Para calcular la potencia, se eligió *F7* ya que tenía los valores de error mínimos y utiliza una expresión más simple. Las expresiones finales propuestas en el presente documento son:

$$q = -0.1525 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.1958 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.0118 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 0.6429 \alpha^2 + 1.8489 \alpha - 0.2241 \quad (42)$$

$$h = -0.31070 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.3172 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.0546 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.242 \alpha^2 + 1.1708 \alpha - 0.3426 \quad (43)$$

$$e = 0.8271 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 0.3187 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.1758 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 1.035 \alpha^2 + 1.1815 \alpha + 0.5019 \quad (44)$$

$$p = \alpha^{2.4762} \quad (45)$$

$$q = \alpha^{0.4739} \quad (46)$$

Método	Ref	h	q	p	η
Carravetta et al.(2014)	[128]	$1.0253 \alpha^{1.5615}$	$1.0323 \alpha^{0.7977}$	$0.9741 \alpha^{2.3207}$	$-0.4013 \alpha^2 + 0.845 \alpha + 0.5606$
Fecarotta et al.(2016)	[45]	$0.972 \alpha^{1.603}$	$1.004 \alpha^{0.825}$		$-0.317 \alpha^2 + 0.587 \alpha + 0.707$
Pérez-Sanchez et al.(2018)	[129]	$1.89 \alpha^2 - 1.54 \alpha + 0.74$	$1.08 \alpha^{0.7}$	$59 \alpha^2 - 33 \alpha + 2.5$	$0.36 \alpha^2 - 0.69 \alpha + 0.66$
Tahani et al. (2020)	[130]	$0.9962 \alpha^{1.0851}$	$0.9974 \alpha^{0.3651}$	$0.9767 \alpha^{1.4888}$	$-0.4506 \alpha^2 + 8.8879 \alpha - 3.544$

Tabla 23 Métodos utilizados para la comparación

5. Resultados y Discusión

La comparación se refiere al modelo propuesto en esta investigación y cuatro propuestas publicadas que se muestran en la tabla 23.

La Figura 32 muestra los diferentes valores de error, cuando se estimaron carga, eficiencia y potencia utilizando el modelo propuesto (en color negro, "este estudio") y el resto de los modelos publicados. En todos los casos, el presente modelo propuesto presentó los mejores resultados.

Finalmente, se realizó una comparación visual sobre el modelo propuesto y los modelos restantes se compararon con una curva *PATs* experimental (Figura 33). Para desarrollar esta comparación, la *PATs* elegido fue una máquina radial. La velocidad específica fue de 5.67 (m, kW) y su velocidad de rotación nominal fue de 1100 rpm. El mejor punto de funcionamiento de esta máquina se definió como 9.762 l/s y 51.267 m.c.a., siendo la eficiencia igual a 0.703 [24]

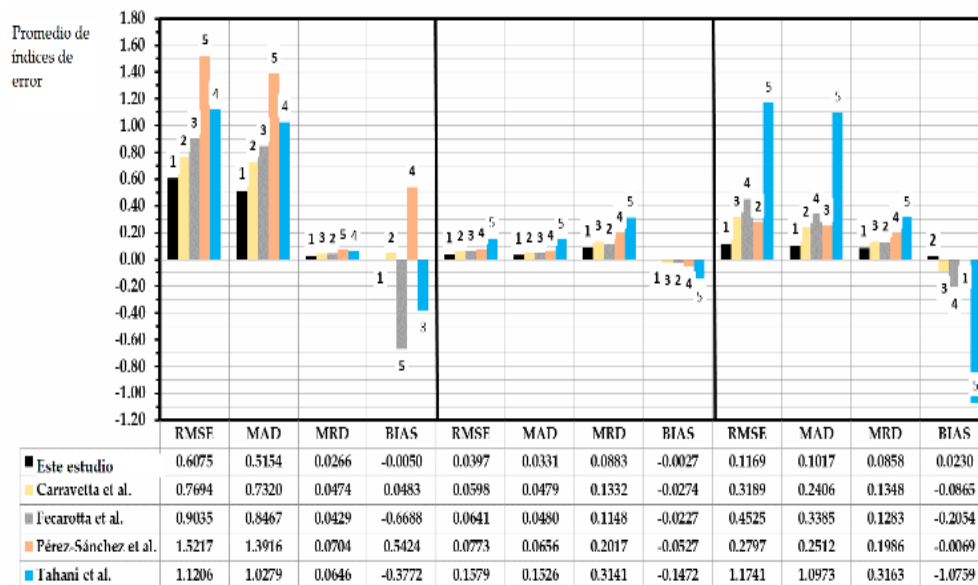


Figura 32 Valores de error para carga, eficiencia y potencia, cuando se comparan los modelos

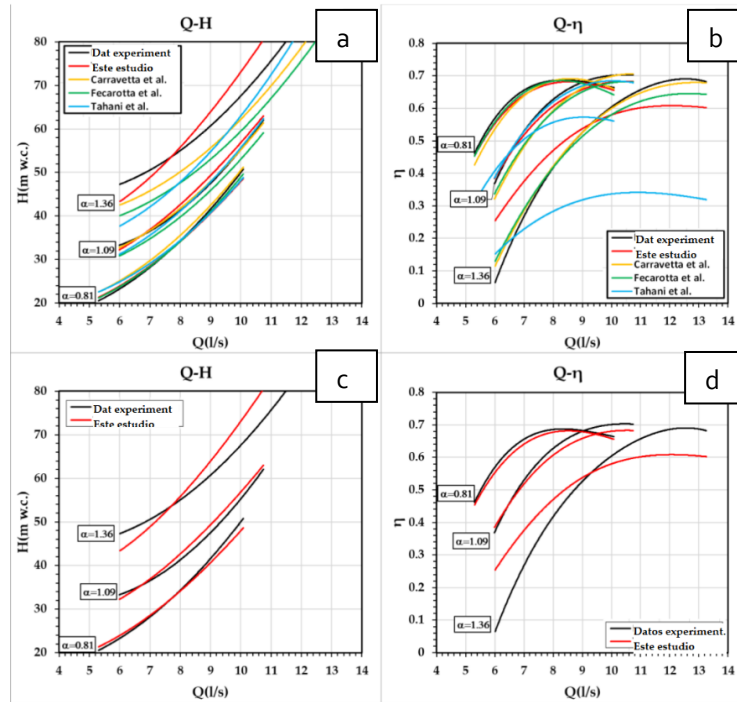


Figure 33 (a) Comparación de la curva de carga entre el modelo propuesto, los datos experimentales y el resto de modelos publicados; (b) Comparación de la curva de eficiencia entre el modelo propuesto, los datos experimentales y el resto de modelos publicados; c) Curva de carga entre el modelo propuesto y la curva experimental; (d) Curva de eficiencia entre el modelo propuesto y la curva experimental

Las figuras 33 *a*, *b* muestran la buena precisión del modelo propuesto en comparación con el resto de los modelos. Esta precisión se puede observar para cada valor de α . La Figura 33 *a* muestra la precisión del estudio propuesto, otros modelos publicados y datos experimentales. Todos los modelos mostraron una buena precisión cuando se comparó la curva de carga con los datos experimentales. Sin embargo, esta precisión disminuyó en el resto de los modelos cuando α fue superior a uno. La precisión de las expresiones propuestas aumentó cuando se compararon las curvas de eficiencia. Esta precisión visual, está respaldada por el análisis de los índices de errores mostrados en la Figura 32. En este gráfico, las expresiones propuestas redujeron más del 20% del error de los otros métodos publicados. La reducción media del error fue del 60%. Para mejorar esta percepción, las Figuras 33c, d muestran la comparación entre el modelo propuesto y los datos experimentales. En todos los casos, la precisión fue buena pero,

cuando el α estaba entre 0,8 y 1,2, la estimación de las curvas mostró una precisión excelente.

Esta investigación propuso una modificación de las leyes de afinidad (*MOAL*) de las máquinas hidráulicas que se utilizan para bombas que funcionan como turbinas. Esta modificación se estableció de acuerdo con una nueva metodología, que se definió en esta investigación. La investigación propuso un análisis con diez expresiones generales (polinómicas y exponenciales), considerando las variables más significativas (la relación de la velocidad de rotación, α , y la relación de Q y Q_{BEP}). Finalmente, se seleccionó un modelo polinómico (a saber, F6) que depende de α y $\frac{Q}{Q_{BEP}}$, cuando se estimaron la carga y la eficiencia, y un modelo potencial (F7) si la potencia se va a calcular directamente. Todos los modelos propuestos exhibieron buenos índices de error (*RMSE*, *MAD*, *MRD* y *BIAS*) en comparación con los demás, reduciendo los errores entre un 30 y un 50% en comparación con el segundo mejor modelo.

Aquí se proponen nuevas expresiones empíricas. Estas expresiones podrían ser utilizadas por modeladores, que podrían mejorar su análisis energético cuando se aplique la estrategia *VOS* en sistemas de agua. Investigaciones anteriores han realizado análisis similares para definir las curvas características de la máquina. Utilizaron números adimensionales (es decir, q , h , e y p), que se calculan en el mejor punto de eficiencia. Estos valores se utilizaron para proponer funciones que dependen de la relación de la velocidad de rotación de la máquina para modificar las leyes de afinidad. Esta propuesta mejora el uso de *PATs* en las herramientas de simulación. Permitirá la reducción de la incertidumbre en el análisis energético previo cuando se considere el uso de *PATs* en un estudio de caso real. Las expresiones propuestas redujeron los índices de error cuando se compararon con los otros métodos publicados, además de aumentar el rango de validez. Además, estas expresiones se basan en 15 máquinas diferentes, que tenían 87 curvas, aumentando el número de curvas experimentales.

5.2.2. Simulación numérica con *OpenFOAM* para predecir el funcionamiento de *PATs*

La segunda fase del procedimiento analítico está basada en un artículo publicado (Artículo 3):

Variable Speed Control in PATs: Theoretical, Experimental and Numerical Modelling

Coautores: Frank Alex Plua Aguirre; Francisco-Javier Sánchez-Romero; Víctor Hidalgo; P. Amparo López-Jiménez; Modesto Pérez-Sánchez.

Revista: Water ISSN 2073-4441.

Factor de impacto: 3.530. JCR (Q2). Water Resources.

Estado: Publicado [Water 2023, 15(10), 1928; doi:10.3390/w15101928].

A través de esta investigación se validaron dos metodologías de predicción de curvas de flujo (Q) vs. carga (H): La primera a través de la modelación numérica utilizando el paquete computacional *OpenFOAM*; y la segunda, por medio de la aplicación de las nuevas expresiones obtenidas en la Fase 5.2.1. Esta validación se realizó estableciendo una comparación de los resultados de estas metodologías con resultados de ensayos experimentales provenientes de una *PAT* para el caso en el que varía la velocidad de rotación nominal de la máquina. Los resultados muestran que estos métodos de predicción son efectivos cuando el punto de operación de una máquina está cerca del *BEP* (punto de mejor eficiencia).

Dado que las curvas de rendimiento no están disponibles en bombas que funcionan en modo turbina [20], se han realizado diferentes estudios y metodologías para obtenerlas y seleccionar la máquina adecuada en función del tipo de condiciones de trabajo requeridas. Rossi et al. [37] propuso un método general para predecir el rendimiento de *PATs* utilizando redes neuronales artificiales (*ANN*). Con base en las hojas de datos proporcionadas por los fabricantes de bombas, el autor obtuvo el *BEP* y el rendimiento fuera de diseño utilizando la metodología *ANN*. Además, las predicciones resultantes se compararon con datos experimentales no utilizados en el proceso de entrenamiento, lo que resultó en un alto grado de *compatibilidad*. El estudio concluyó que el caudal de *BEP* aumentó en modo inverso mientras que la velocidad específica en *BEP* disminuyó ligeramente y también recomendó el uso de

esta herramienta para elegir el *PATs* adecuado. Para estimar el *BEP* y las curvas características de *PATs*, Pérez-Sánchez et al. [30] propuso nuevas ecuaciones de aproximación a partir de una base experimental de 181 máquinas. Además, Plúa et al. [31] presentó nuevas expresiones empíricas para estimar las curvas de carga, eficiencia y potencia para *PATs* con velocidades variables. Estas ecuaciones permiten la aplicación de diversas estrategias de operación en herramientas de simulación hidráulica (por ejemplo, Epanet y WaterGEMS).

Las micro centrales hidroeléctricas (*MHP*) se han convertido en soluciones muy efectivas para sectores rurales con potencias de 5-100 kW. El gran problema con estas instalaciones es el alto costo de la turbina en relación con todo el proyecto [20]. En el caso de las *MHP*, el precio de estos elementos puede ser superior al 60-70% [22]. Una posibilidad para reducir este costo es utilizar *PATs* en lugar de una turbina convencional [23], lo que favorecería la expansión de *MHP* y la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero [24]. En 2012, Pascoa et al. [32] propuso un nuevo enfoque para una central hidroeléctrica con *PATs* de flujo constante. Rossi et al. [33] sugirió la viabilidad económica de colocar *PATs* en el acueducto de Merano, lo que resultó en la producción de 338 kWh de electricidad diaria y una potencia de 19,18 kW. La tabla 24 [20] muestra diferentes instalaciones de *PATs* en proyectos de generación de energía.

Ubicación	Capacidad de la Planta (kW)	Año de Instalación
Sainyabulli Provincia, Laos	2	2008
Thima, Kenya	2.2	2001
Mae Wei Village, Tailandia	3	2008
West Java, Indonesia	4.5	1992
Kinko village, Tanzania	10	2006
Fazenda Boa Esperanca, Brazil	45	2007
Amboitia Micro-hydro project, India	50	2004
British Columbia, Canada	200	-
Vysni Lhoty, República Checa	332	2008

Tabla 24. Instalaciones de *PATs* en *MHP*[20]

Las técnicas *CFD* se han utilizado ampliamente para predecir curvas características y el rendimiento de bombas en modos directo e inverso y han demostrado ser una solución eficaz en enfoques *PATs* [21], [26], [27], [57]. Además, una investigación experimental es fundamental para obtener resultados confiables para *PATs* en diferentes etapas de

optimización [14], [28], [31], [58]. Se han estudiado diferentes tipos de máquinas, como *PATs* axiales, mixtas y radiales con ejes horizontales y verticales de una y varias etapas [59], utilizando simulaciones *CFD* para velocidades fijas y variables [19], [60], [61]. Sin embargo, se han ejecutado muy pocos estudios relacionados con la modelación numérica en *PATs* de velocidades de rotación variables, por lo que es imperativo establecer ecuaciones y leyes que predigan su comportamiento [62]. Las simulaciones numéricas se realizaron para definir el rendimiento de la bomba [27], analizar el flujo en modo turbina [64], predecir y extrapolar las curvas características [65], etc.

Plua et al. [57] presentó una investigación en la que se muestran los principales parámetros y técnicas que se han simulado para *PATs* a través de *CFD* y se mencionan los principales rangos de simulación: velocidad específica: 0.8–306, velocidad de rotación: 250–3900 rpm, caudal: 2.9–300 l/s, y flujo másico: 13–17.8 kg/s. En cuanto a las simulaciones numéricas, los modelos de turbulencia fueron las ecuaciones estacionarias y no estacionarias de Navier Stokes promediadas por Reynolds (RANS, URANS). El modelo de cierre más utilizado fue $k-\epsilon$, seguido de $k-\omega$ y $k-\omega-SST$, entre otros. En cuanto a los paquetes, *ANSYS-CFX* fue el más utilizado, seguido de *CFD Code Fluent* y *OpenFOAM*. Con respecto a la generación de malla, el número de celdas fue de 1×10^6 a 4.2×10^6 , con bloques hexaédricos, tetraédricos, mixtos y pirámides. Dependiendo de cada situación, se colocaron condiciones de contorno como la presión total, el caudal másico, la presión de estancamiento, la presión total constante, la presión estática y el flujo volumétrico en la entrada y salida del modelo. En conclusión, se estableció que la metodología *CFD* para predecir el desempeño de una bomba que funciona como turbina presentó una precisión adecuada en base a la comparación de los resultados con las pruebas experimentales. Sin embargo, también se informaron numerosos errores en algunos estudios. Los autores asumieron que los errores reportados se debieron a que las geometrías entre las pruebas y las simulaciones no eran idénticas; la estimación de la pérdida no fue exacta, y que se requiere más experiencia en análisis computacional para modelar este tipo de fenómeno. Finalmente, el mismo autor [62] evaluó la aplicación de la simulación numérica de *CFD* en *PATs* en comparación con los resultados experimentales y obtuvo conclusiones para futuros análisis numéricos. Como resultado, se evidenció que ha habido algunos casos simulados donde se simuló un flujo con velocidad variable y que el número de estudios con paquetes computacionales de código libre es mínimo, y su uso debe promoverse debido a sus capacidades sobresalientes.

La Figura 34 representa las principales tareas realizadas para determinar la validez de nuevas expresiones obtenidas por Plúa et al. [31] para predecir el comportamiento de *PATs* con velocidades variables. La figura comprende tres etapas muy definidas: la primera muestra las actividades que se realizan antes de la simulación numérica, la

segunda etapa se refiere al trabajo específico que se ejecuta durante la simulación, y en la tercera parte, se muestran los trabajos de postmodelación, en los que se comparan los resultados de la modelación numérica para el caso de análisis con los datos experimentales y con las nuevas expresiones.

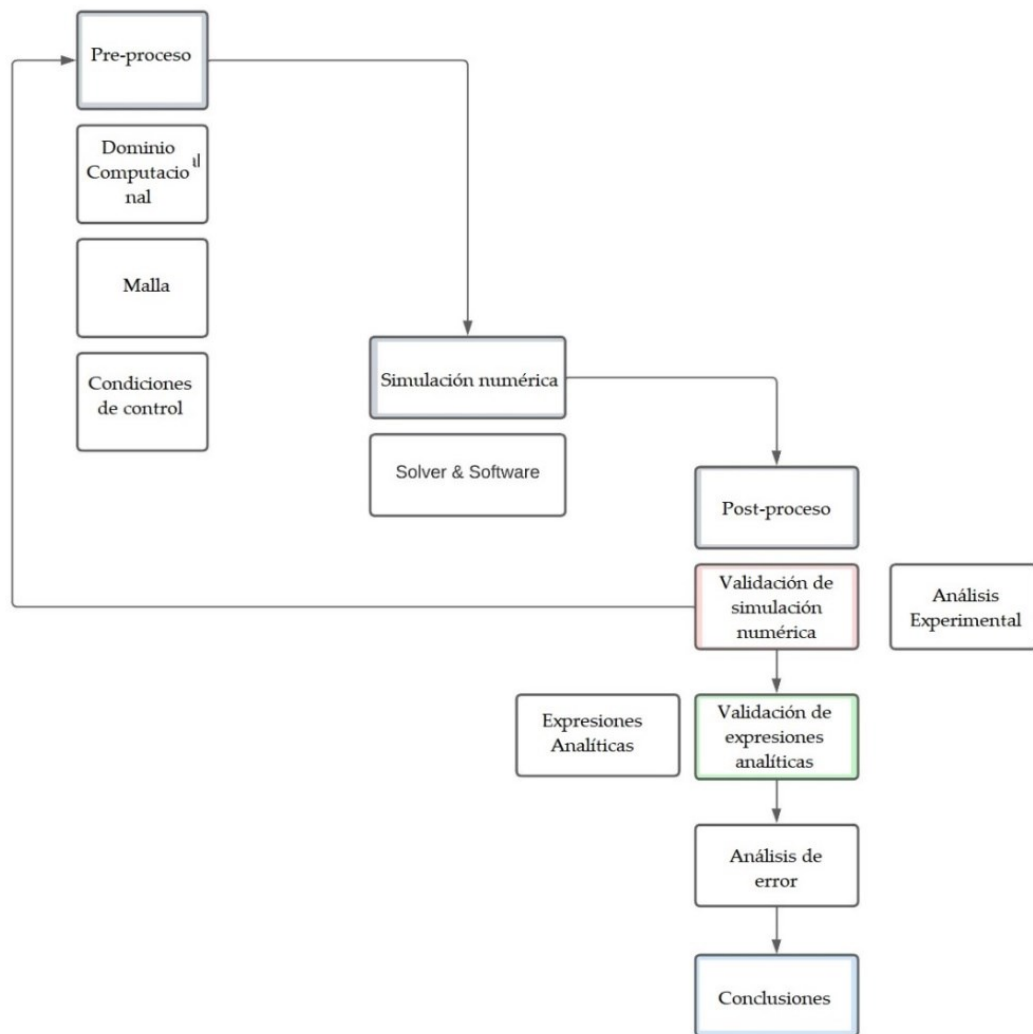


Figura 34 Diagrama de flujo

La máquina *PATs* que se va a estudiar corresponde a una investigación realizada por Pérez Sánchez et al. [88] y probado experimentalmente en el Laboratorio *CERIS-Hydraulic* del Instituto Superior de Lisboa, Portugal. La geometría corresponde a una instalación de una *PAT* en un laboratorio que permite experimentos donde se pueden variar el flujo, las condiciones de presión y la velocidad de rotación. La instalación hidráulica consta de un tanque de aire de 1 m³, una tubería de *HDPE* de 50 mm, una bomba centrífuga de impulsor radial *KSB* (modelo Eternom 232) que funciona en modo turbina, un tanque regulador, transductores de presión, válvulas y una bomba de recirculación de flujo. El tanque del recipiente de aire envía agua para llegar al *PATs*, que descarga al tanque de superficie libre abierto y luego lo incorpora al sistema a través de la bomba de recirculación. El modelo 3D se construyó en el sistema *CAD* de *SOLIDWORKS* del que se extrajo la siguiente vista de dibujo (Figura 35). Esta figura muestra la geometría que se ingresará en el paquete *CFD* y desde la cual se compararán los resultados con los datos experimentales y con las nuevas expresiones. Las interacciones de los otros elementos que componen la instalación del *PATs* en el laboratorio, como válvulas, tanque y bomba, se colocan en el modelo a través de las condiciones de contorno.



Figura 35 Modelo *PATs* 3D

Considerando la complejidad de este modelo, tanto por la geometría como por la operación requerida para las *PATs*, el dominio computacional debe dividirse en partes, cada una de las cuales se mallará en diferentes niveles, con énfasis en los detalles de interés y en las condiciones de contorno que se deben determinar individualmente, para luego configurarse como un dominio total que entregue los resultados de todo el conjunto. El dominio computacional consta de cuatro partes: la tubería de entrada, que comienza en la sección de entrada y llega al rodete de la bomba; la parte giratoria que

es el impulsor de la *PAT*, la parte giratoria del dominio; la carcasa, la parte estacionaria de la bomba; y la tubería de salida, que corresponde a la descarga de la bomba a la salida. La geometría original se redefinió de acuerdo con la configuración de los volúmenes de control para obtener el mallado óptimo (ver Figura 36).

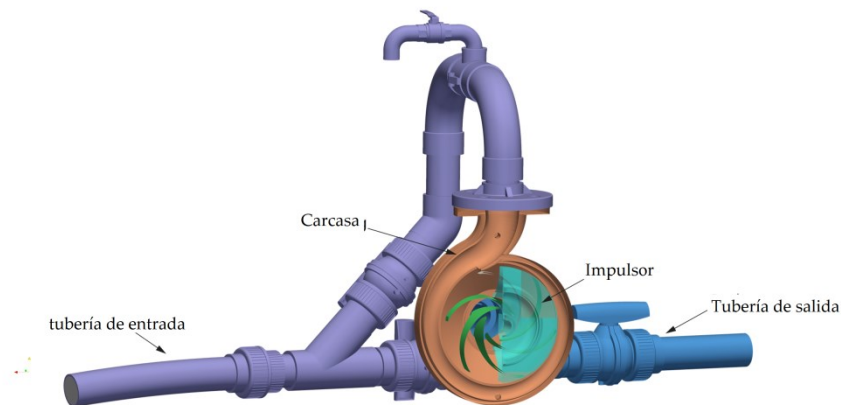


Figura 36 Dominios del caso de estudio

Dependiendo de la geometría real y sus características, los archivos .stl se modificaron con el *software Autodesk Inventor* para lograr una malla de mejor calidad. Se priorizaron las áreas de interés de mallado: la carcasa, el impulsor y los álabes. Cada uno de estos tiene diferentes elementos y detalles con diferentes niveles y ángulos de definición. Este software permite que las superficies se adhieran más a los bordes, acercando más la geometría de la malla a la configuración real. Las geometrías modeladas fueron la carcasa, la tubería de descarga, la tubería de entrada y el impulsor. En el caso del impulsor, se dividió en tres partes, como se ve en la Figura 36. El impulsor está compuesto por las partes inferior y superior y los álabes. Estos elementos se tratan de forma independiente para mejorar la calidad de la malla y luego facilitar la visualización de los resultados en la etapa de posprocesamiento. Además, se configuraron seis álabes dentro del impulsor, lo que permitió un mejor estudio del fenómeno presentado en la *PAT*.

La malla se creó con *snappyHexMesh*, un generador de malla automático que se ajusta a la superficie para obtener la configuración requerida. Primero, el modelo 3D se exportó a formato .stl utilizando el *software Autodesk® Inventor®*. Más tarde, con la ayuda de *HELIX-OS*, se creó el archivo *BlockMeshDict* para generar, utilizando la utilidad *BlockMesh*, elementos de malla ortogonales para la carcasa, la tubería de

entrada, el impulsor y la salida, respectivamente. Una vez que el mallado de bloques está listo, las geometrías de dominio se admiten en el archivo snappyHexMeshDict. El refinamiento local se definió usando castellatedMesh, y se ingresaron los puntos internos dentro del dominio cerrado. Finalmente, fue necesario utilizar la herramienta topoSet para generar zonas con celdas móviles para el corredor y fusionar las mallas con la utilidad mergeMeshes. Las características de la malla se presentan en la Tabla 25, y la malla generada se muestra en la Figura 37. En esta figura, se pueden ver los diferentes niveles de mallado aplicados a los subdominios. Además, se observa que su configuración es muy cercana a la geometría original. Por otro lado, el modelo se ve adecuadamente equilibrado, una situación que se confirma más adelante.

Parametro	Valor/Característica
Tipo de elementos	Hexahedros, Poliedros, Prismas
Número de Elementos	827,578
Hexaedros	639,704
Prismas	28,238
Poliedros	159,612
Número de nodos	1,203,219
Número de parches	8
Max. Radio de aspecto	14.68619
Min. Área de superficie	6.19213 e-09
Min. Volumen	1.39587e-11
Max. asimetría	12.918596

Tabla 24 Características de la malla

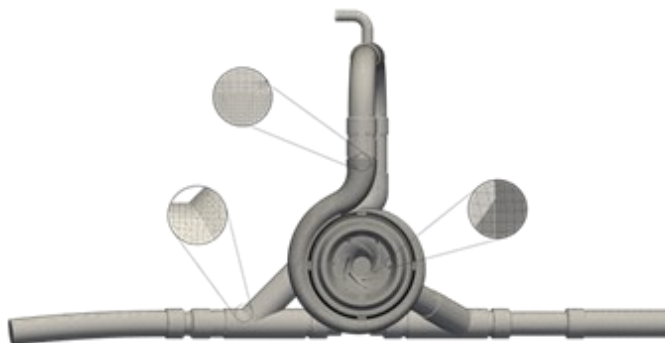


Figura 37 Malla Generada

La técnica *MRF* (marco de referencia múltiple) es una técnica utilizada para modelar la rotación de este caso. Esta metodología establece un marco de referencia separado

para cada región del dominio, tanto para rotación como para estática [64]. Se basa en la creación de una región local alrededor del objeto giratorio donde se determina la velocidad relativa para cada punto. Primero, se construyen ecuaciones de Navier-Stokes, teniendo en cuenta las fuerzas centrífugas y de Coriolis, y luego, se crea un conjunto de ecuaciones para las regiones estacionaria y rotacional. Esta técnica puede capturar con precisión flujos locales instantáneos, que dependen de la posición relativa del elemento giratorio frente a la geometría estática. En el enfoque MRF, las ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven en términos de la velocidad global / inercial. Dado que, en este caso, hay una separación entre el impulsor y la espiral, el enfoque AMI no es aplicable. Por esa razón, se utilizó un conjunto que permite una simulación de estos elementos en el enfoque *MRF*.

Las condiciones iniciales y de contorno deben aplicarse al resolver las ecuaciones de Navier-Stokes y de continuidad. La tabla 26 resume las condiciones iniciales relacionadas con los modelos de turbulencia utilizados en esta investigación. Para la calibración del modelo matemático, se utilizó el modelo de turbulencia $\kappa\text{-}\epsilon$ (el mismo utilizado por [88]). κ es energía cinética turbulenta, y ϵ es la tasa de disipación turbulenta. Se utilizó el modelo de turbulencia $\kappa\text{-}\omega\text{-SST}$ (tasa de disipación turbulenta específica) para analizar los datos experimentales, la curva de velocidad de rotación nominal y los resultados de las nuevas expresiones contenidas en [31].

Initial Conditions	Value
Energía cinética turbulenta (κ)	0.032856 (m^2/s^2)
Tasa de disipación turbulenta (ϵ)	0.320573 (m^2/s^3)
Tasa de disipación turbulenta específica (ω)	108.4104 (s^{-1})
Viscosidad cinemática turbulenta (nut)	3.03×10^{-4} (m^2/s)

Tabla 25 Condiciones Iniciales

El valor de viscosidad cinemática turbulenta " *nut* " representa la rugosidad en las paredes que conforma el dominio. En cuanto a las condiciones de contorno, se utilizaron tanto una condición de entrada de velocidad constante como una condición de salida de presión estática. Las condiciones de contorno del dominio computacional se detallan en la Tabla 27.

El paquete *CFD* utilizado es el *CFD OpenFOAM* 9, que realiza simulaciones multifásicas aplicables a la dinámica de fluidos computacional para flujos incompresibles y compresibles con aplicaciones en la gestión dinámica de mallas para hacer marcos de referencia giratorios con refinamientos de malla adaptables según sea necesario.

5. Resultados y Discusión

	Runner1	Runner	RunnerIn	Volute	Pipe—Inlet	Pipe—Outlet	Inlet	Outlet
Velocidad (u-m/s)	movingWallVelocity uniform (0 0 0)	movingWallVelocity uniform (0 0 0)	movingWallVelocity uniform (0 0 0)	fixedValue uniform (0 0 0)	fixedValue uniform (0 0 0)	fixedValue uniform (0 0 0)v	flowRateInletVelocity volumetricFlowRate constant 0.0045	inletOutlet valueuniform (0 0 0)
Presión estática (p-m²/s²)	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	uniform 115,198 (810) 116,694 (930) 112,472 (1050) 112,909 (1170) 115,756 (1275) 110,971 (1500)

Tabla 26 Condiciones de Control

OpenFOAM utiliza una estructura de directorios para resolver los casos, donde el “**caso**” es el nombre del caso de análisis; **system** establece el control numérico en tiempo de ejecución y solucionador; **constant** contiene las propiedades físicas, el modelado y la información de malla; y **o** tiene las condiciones de borde, así como el comienzo de los directorios de modelado y tiempo que corresponden a las soluciones y los casos derivados.

En cuanto al mallado, *OpenFOAM* tiene algunas utilidades para crear mallas, tales como *BlockMesh*, *snappyHexMesh*, *foamyHexMesh* y *foamyQuadmesh*. *OpenFOAM* también permite que la malla se genere con otros paquetes, ya que las utilidades de conversión de malla son compatibles con formatos de malla populares (*Gmsh*, *Fluent*, *Ideas* y *Netgen*, entre otros). Como se indicó anteriormente, *snappyHexMesh* generó la malla. La utilidad *snappyHexMesh* es una malla híbrida automática que divide, refina y ajusta a la superficie analizada, uniendo la malla con detalles complejos de la geometría [144].

Para la calibración del modelo, el solucionador *simpleFoam* se aplicó a un flujo incompresible en estado estacionario basado en el algoritmo SIMPLE (Método Semi-Implícito para Ecuaciones Vinculadas a la Presión) para acoplamiento de velocidad de presión [145], con aplicaciones en flujos turbulentos y transitorios en tuberías.

La herramienta *checkMesh* se utilizó para evaluar la calidad de la malla, proporcionando las estadísticas de la misma, el número total de celdas de cada tipo, la topología, la geometría y las conclusiones relativas del mallado. Se utilizaron dos parámetros para verificar la calidad de la malla; uno de ellos fue Ω , que corresponde a la siguiente expresión $\Omega = NE / ND$, donde ND es el número de nodos y NE es el número de elementos. Ω que indica la homogeneidad de la malla, una buena calidad de malla presentará valores Ω cercanos a 1, y valores cercanos a 2 tienen mallas muy dispersas. Para este estudio de caso, el valor Ω calculado fue de 0.69, lo que es aceptable. El otro valor fue el llamado y^+ , que verifica el rango aceptable de valores para el modelo de turbulencia. Si este valor es menor que 1, se considera que la calidad de la malla es buena. En este estudio, se encontró que los valores promedio de y^+ en todas las simulaciones de la malla fueron menores que 1.

Para la validación de la simulación *CFD*, se realizaron dos calibraciones con respecto al estudio Pérez-Sánchez et al. [88]. El primero se refiere al modelo matemático realizado con *SOLIDWORKS FloEFD*, y el segundo a la investigación experimental. En el modelo *CFD* de Pérez-Sánchez et al., las variables globales simuladas fueron la carga (H), el torque hidráulico de salida (T), el caudal (Q) y la velocidad de rotación (N). Dentro de las simulaciones, se obtuvieron los contornos de presión estática absoluta para un caudal de 4,5 l / s y velocidades de rotación de 810 rpm, 930 rpm, 1050 rpm, 1170 rpm, 1275 rpm y 1500 rpm. Los resultados mostraron que la presión disminuyó desde aguas

5. Resultados y Discusión

arriba hacia aguas abajo a medida que el fluido pasa dentro de los dominios y a lo largo del impulsor, desde la región interna a la externa, a medida que la energía se transmite al eje. Por otro lado, se encontró que cuanto mayor es la velocidad, menor es el valor de presión aguas abajo del impulsor.

Los resultados de la simulación realizada con *OpenFOAM* en este estudio se muestran en las figuras 38 y 39. Como se puede ver, la presión disminuyó de aguas arriba a aguas abajo, y el valor de presión más bajo se produjo en el punto D (antes del primer codo de salida de la voluta) para la velocidad máxima una comparación con el trabajo original [88] mostró una notable similitud entre los dos. Se observó que, en todos los casos, el paso de fluido a través de la PAT mostraba un comportamiento similar, la diferencia de presión aumentaba a medida que aumentaba la velocidad en la misma. El error de esta simulación con respecto al trabajo original varió en rangos de 0.014 a 14.297% en los puntos A, B, C y F del modelo (ver Tabla 28).

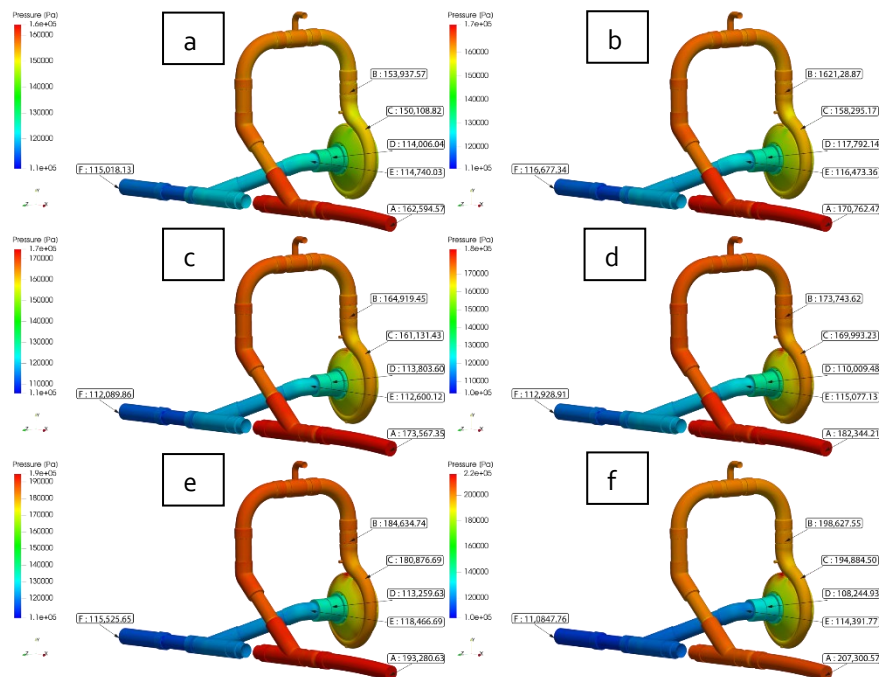


Figura 38 Contornos de presión estática absoluta para $Q=4.50$ l/s: (a) $N=810$ rpm; (b) $N=930$ rpm; (c) $N=1050$ rpm; (d) $N=1170$ rpm; (e) $N=1275$ rpm; (f) $N=1500$ rpm

En cuanto a la calibración de la simulación matemática con los datos experimentales, se realizó un análisis de sensibilidad para identificar qué modelo de turbulencia produjo los mejores resultados. Las simulaciones se ejecutaron en el punto de mayor eficiencia (*BEP*) de la máquina probado en [88] cuando se opera en modo turbina ($Q_{BEP} = 3.6 \text{ l/s}$) para velocidades de 200, 600, 880, 1020, 1200, y 1500 rpm utilizando los modelos $\kappa\text{-}\epsilon$, $\kappa\text{-}\omega\text{-SST}$. Los resultados obtenidos para ambas simulaciones se muestran en la Tabla 29. Como puede verse, las simulaciones produjeron errores de magnitud similar. Aún así, para la velocidad de rotación nominal de 1020 rpm, el modelo $\kappa\text{-}\omega\text{-SST}$ fue el que tuvo el error más bajo. Se realizó un análisis de índice de error para definir el modelo de turbulencia con el que se simularon los casos de datos experimentales, la curva de velocidad de rotación nominal y los resultados de las nuevas expresiones [31]. Considerando que, en todos los casos, los índices de error más cercanos a cero fueron los que tuvieron un mejor ajuste y *compatibilidad* de datos, se observó que el modelo de turbulencia $\kappa\text{-}\omega\text{-SST}$ presentó el mejor ajuste en todos los casos. Sin embargo, se verificó que el orden de magnitud de ambos modelos de turbulencia era cercano, por lo que demostraron su validez cuando se aplicaron. La figura 40 muestra que, en todos los casos, el modelo $\kappa\text{-}\omega\text{-SST}$ tuvo un mejor rendimiento. Por lo tanto, se adoptó el modelo de turbulencia $\kappa\text{-}\omega\text{-SST}$ para el resto de los casos.

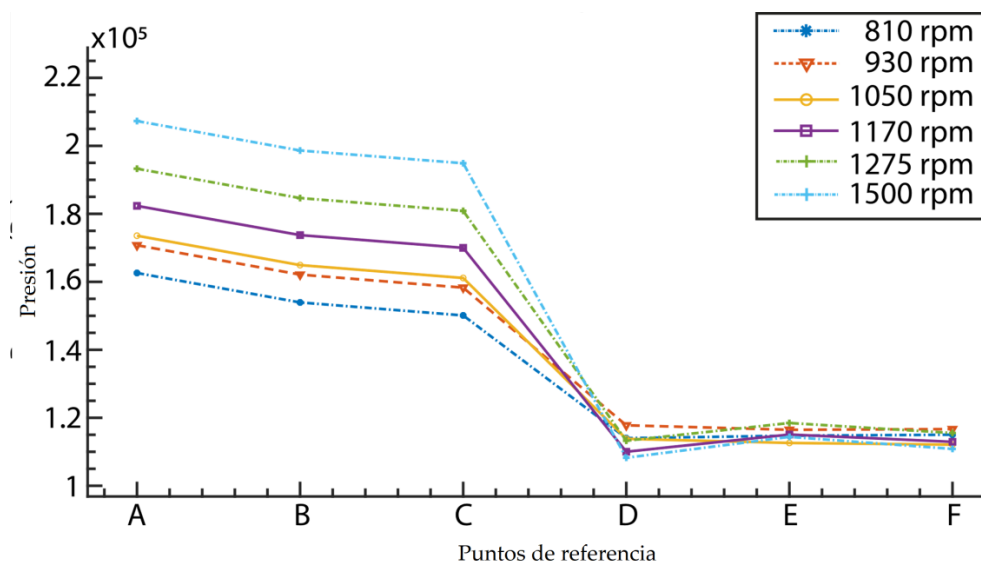


Figura 39 Presión estática absoluta frente a secciones referenciadas

5. Resultados y Discusión

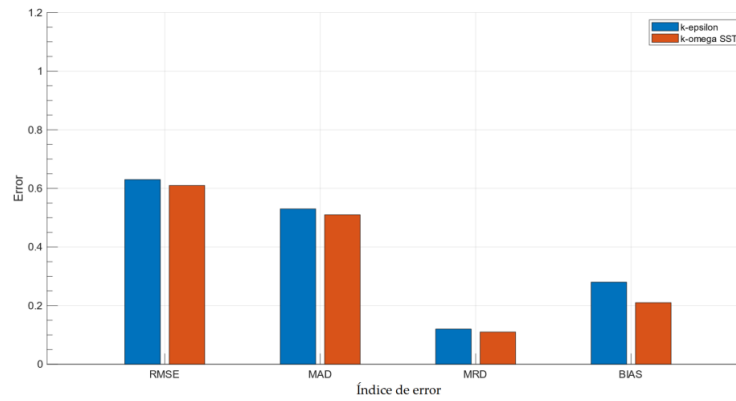


Figura 40 Análisis de índice de error para el estudio de sensibilidad

Sección de referencia	810	930	1050	1170	1275	1500
A	8.724%	14.297%	8.218%	0.035%	12.881%	14.042%
B	4.455%	10.425%	4.286%	5.324%	9.068%	13.066%
C	5.979%	12.040%	5.643%	3.999%	10.389%	11.936%
F	0.156%	0.014%	0.340%	0.018%	0.199%	0.111%

Tabla 27 Resultados de calibración en los puntos A, B, C comparados con [88]

% Error					
Experimental			Simulación		
			κ - ϵ	κ - ω -SST	
n (rpm)	H (mca)	H (mca)	% Error	H (mca)	% Error
200	3.27	2.28	30.23	2.39	27.00
600	3.66	2.90	20.74	3.02	17.58
880	4.68	4.21	10.10	4.27	8.73
1020	5.22	5.03	3.67	5.08	2.70
1200	6.22	6.21	0.12	6.14	1.30
1500	7.86	8.60	9.35	8.77	11.52

Tabla 28 Análisis de sensibilidad para k- ϵ vs.k- ω -SST

Una vez validado el modelo matemático con respecto a los resultados obtenidos en los trabajos de modelado numérico y experimental en [88], se contrasta la curva de la máquina que trabaja a velocidad nominal, como se ve en la Figura 41. En ambos casos, la tendencia creciente se muestra como una función del aumento en el caudal. En esta figura, se observa que los mejores resultados se muestran cerca del valor de flujo volumétrico igual a 3.6 l/s, que es precisamente el Q_{BEP} .

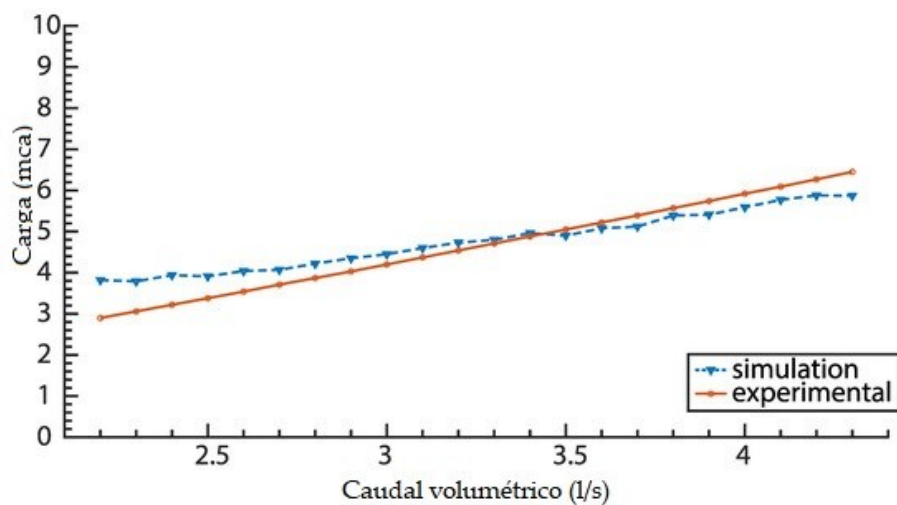


Figura 41. La curva nominal obtenida con CFD *OpenFOAM* frente a la curva nominal en [87]

La estabilidad de la simulación está relacionada con la convergencia, que se puede ver en la Figura 42, donde se observan los residuales de la velocidad, la presión, k y ω . De acuerdo con esta figura, la modelación se considera estable, ya que todos los valores son menores que 10^{-3} .

Como se puede observar, la simulación realizada con *OpenFOAM* presenta resultados satisfactorios, y por lo tanto, el modelo se considera validado. Los errores que comparan las expresiones propuestas y las simulaciones son aceptables en puntos cercanos al *BEP* para este tipo de modelos numéricos.

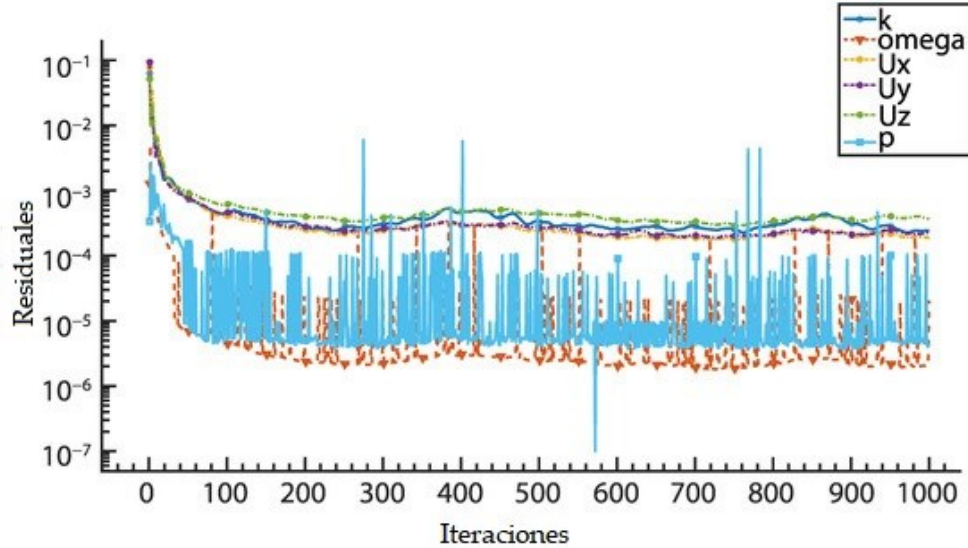


Figura 42 Estabilidad y convergencia del modelo

Las ecuaciones(42)–(46) corresponden a las expresiones propuestas en [31] para calcular el número de flujo (q), el número de carga (h), el número de eficiencia (e) y el número de par (p), que son parámetros adimensionales y corresponden a la relación entre las condiciones actuales de las PATs y el punto de mejor eficiencia (BEP) de la máquina, para predecir las curvas características de las PATs cuando la bomba se usa en modo turbina.

$$q = -0.1525 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.1958 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.0118 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 0.6429 \alpha^2 + 1.8489 \alpha - 0.224 \quad (42)$$

$$h = -0.31070 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.3172 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.0546 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) + 0.242 \alpha^2 + 1.1708 \alpha - 0.3426 \quad (43)$$

$$e = 0.8271 \left(\alpha \frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 0.3187 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^2 - 0.1758 \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right) - 1.035 \alpha^2 + 1.1815 \alpha + 0.5019 \quad (44)$$

$$p = \alpha^{2.4762} \quad (45)$$

$$q = \alpha^{0.4739} \quad (46)$$

Donde:

$$q = \frac{Q_i}{Q_{BEP}}; h = \frac{H_i}{H_{BEP}}; e = \frac{\eta_i}{\eta_{BEP}}; p = \frac{P_i}{P_{BEP}} = qhe$$

5. Resultados y Discusión

El valor de la carga H para diferentes velocidades de rotación en puntos cercanos al BEP se comparó con la carga experimental obtenida en [88], las expresiones propuestas en [31] y el modelo matemático (ver Figura 43). Como puede verse, la relación entre Q y H aumentó en todos los casos. Las figuras 43 d, e presentan los mejores resultados. También se observa que la modelación numérica es siempre más cercana a la realidad; las pendientes de crecimiento son muy similares, a diferencia de la otra metodología, donde está pendiente es menor. Las predicciones realizadas en la simulación numérica con *OpenFOAM* y con las nuevas expresiones presentan valores cercanos a los experimentales cuando la operación de la máquina se acerca al BEP .

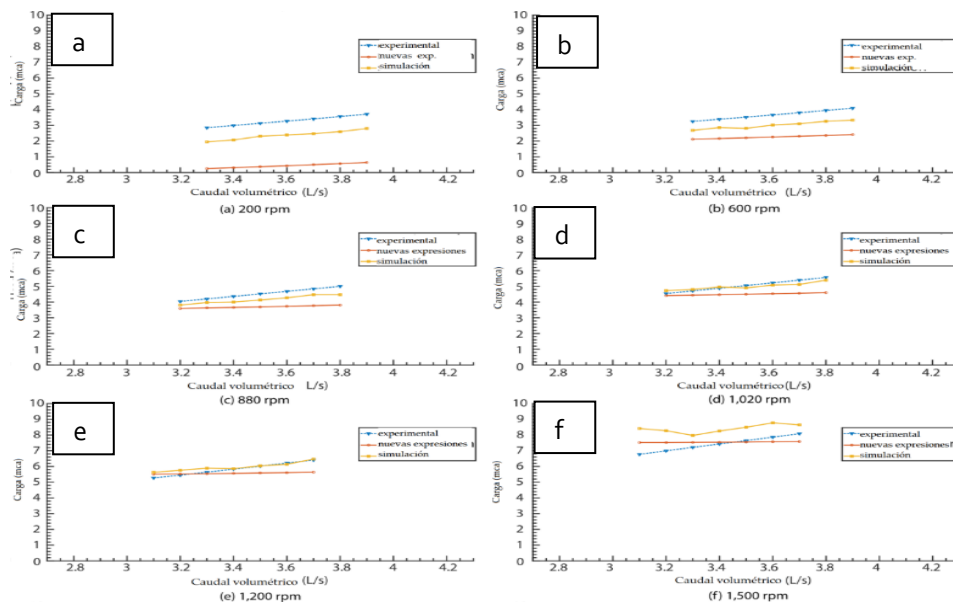


Figura 43 Carga experimental [88] vs.carga obtenida con las nuevas expresiones

5. Resultados y Discusión

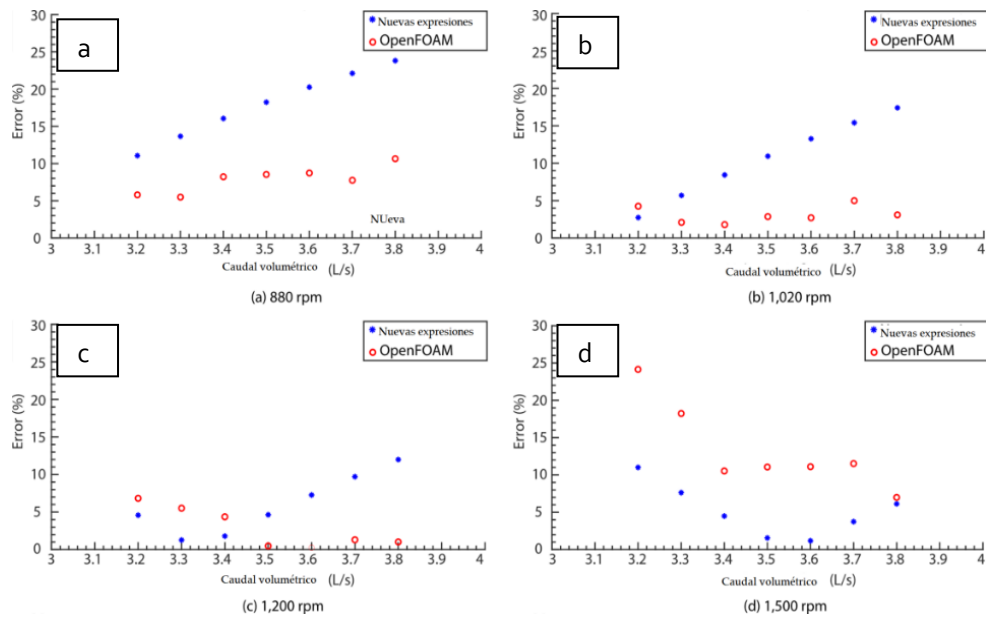


Figura 44 Correlaciones de error

Los índices de error obtenidos en las predicciones realizadas en función de la velocidad de rotación se presentan en la Figura 45. Como se puede observar, a medida que las condiciones se acercan a las del *BEP*, las predicciones reflejan valores más cercanos a la realidad. Como en otros casos, los mejores resultados se producen cuando la velocidad está entre 1020 rpm y 1200 rpm. Los resultados de los cálculos de los errores absolutos se muestran en la Tabla 30. En el caso de la metodología *CFD*, el rango es de 0 a 11%, mientras que, con las nuevas expresiones, este rango varía entre 1 y 24%.

5. Resultados y Discusión

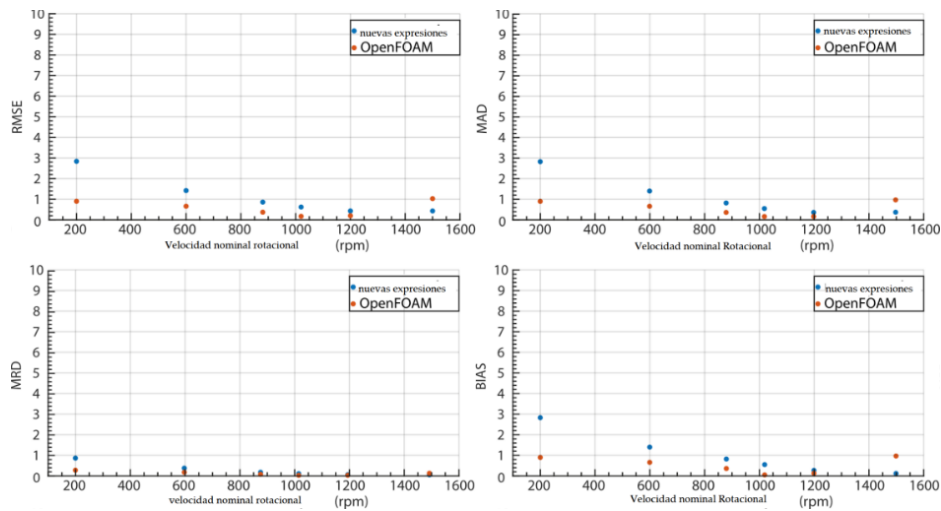


Figura 45 Índices de Error

Rangos de error absoluto				
n (rpm)	OpenFOAM		Nuevas Expresiones [31]	
	Min (%)	Max (%)	Min (%)	Max (%)
880	5	11	11	24
1020	2	5	3	17
1200	0	7	1	12
1500	1	11	7	24

Tabla 29 Errores absolutos calculados

Esta investigación propone validar como metodología de predicción de curvas de flujo (Q) vs. alturas (H) de $PATs$ de velocidad variable, la simulación numérica con Paquete de Código Libre *OpenFOAM* 3D, en función de su configuración y condiciones de trabajo. También propone validar las nuevas expresiones presentadas por Plúa et al. [31]. Se demostró que la simulación presenta resultados adecuados una vez calibrado el modelo matemático y la curva nominal de la investigación de Pérez-Sánchez et al. [88]. Además, con base en datos experimentales de una $PATs$, se calcularon las curvas Q vs. H a través de las nuevas expresiones [31] así como con la simulación numérica realizada en *OpenFOAM*, presentando resultados satisfactorios a medida que el punto de operación del trabajo se acercaba al BEP , ya que la tendencia de las curvas

generadas, la pendiente de las mismas y los índices de error demostraron valores aceptables. Sin embargo, al alejarse de las condiciones *BEP*, el error aumentó.

En resumen, fue posible validar las metodologías de predicción de las curvas características Q vs. H de las *PATs* y verificar el rango en el que presentan los mejores resultados. Este estudio se puede ampliar a través de la afinación de los valores de los coeficientes de las expresiones analíticas propuestas en función de la retroalimentación con nuevos datos experimentales.

6. Conclusiones

6.1 Conclusiones

La principal conclusión de esta tesis es que **se llegó a desarrollar una propuesta metodológica que permite estimar las curvas características de bombas trabajando como turbina operando a velocidad variable a partir del número específico de la máquina y en función de la velocidad de giro, en función de las leyes modificadas de semejanza, cumpliendo con el Objetivo principal de este estudio.** Las etapas de esta tesis fueron desarrolladas en el capítulo 5. Las conclusiones se estructuran en CINCO puntos principales:

1. En la fase de contextualización **se elaboró una revisión del estado del arte del uso de bombas trabajando como turbinas (PATs)** a través del Artículo 1 de este trabajo de investigación. En esta fase se pudieron **verificar las diferentes metodologías que se han utilizado para obtener las curvas características de las PATs.** Dentro de las principales metodologías, **se encuentra el uso de Fluido Dinámica Computacional (CFD) donde se realizan simulaciones numéricas a las PATs para estudiar su comportamiento.** Con esta fase se da respuesta al Objetivo 1 de esta tesis que es **Elaborar una revisión del estado del arte del uso de bombas trabajando como turbinas (PATs).**
 - a. De acuerdo al estudio realizado, **se concluye que existen una cantidad reducida de estudios de máquinas radiales con velocidad de rotación variable, y no se encontraron estudios que se centren en bombas de flujo mixto y axial operando como turbina.** Si el desarrollo energético quiere llegar mediante la instalación de las centrales microhidráulicas, **los investigadores deben intentar aumentar la base de conocimientos en estas máquinas, con el fin de conseguir el operar las mismas cuando la carga recuperable sea baja,** ya que hay muchas ubicaciones que muestran altos valores recuperables de energía. Esta oportunidad tiene que ayudar en la

mejora de las diferentes metas de los objetivos de desarrollo sostenible.

- b. La mayoría de **simulaciones numéricas exitosas efectuadas en PATs ha sido utilizando el paquete CFD ANSYS** debido a su facilidad en el manejo y a los resultados adecuados que presenta. **Para este tipo de simulaciones también se cuenta con el paquete CFD OpenFOAM** que es una herramienta **muy poderosa en modelación de fluidos y que además es de código libre.**
 - c. Cuando se realizaron las investigaciones, el modelo **k- ϵ fue el más aplicado en la mayoría de los casos investigados.** Otro modelo de cierre es el *k- ω -SST*, que combina la robustez del k- ϵ con la precisión de k- ω . **Desde un punto de vista práctico, el modelo k- ω -SST es el más recomendable.**
2. **Se propusieron nuevas expresiones para obtener las curvas características de las PATs** como respuesta a los objetivos 4 y 5 de esta tesis que son: Analizar el modelo desarrollado en el objetivo 2 aplicado al análisis de la variación de las curvas *Q-H* y *Q-Eficiencia* cuando varía la velocidad de giro; y, proponer a partir del modelo numérico calibrado, ecuaciones que permitan variar las leyes de semejanza clásicas en función de los valores. Para ello se aplicó la Estrategia de Operación de Variación (*VOS*) en bombas que funcionan como turbinas (*PATs*). En el Artículo 2 de esta tesis se encuentra el desarrollo de este trabajo.
- a. **Esta investigación propuso una modificación de las leyes de afinidad (*MOAL*) de las máquinas hidráulicas que se utilizan para bombas que funcionan como turbinas.** Esta modificación se estableció de acuerdo con una nueva metodología, que se definió en esta investigación. La investigación propuso un análisis con diez expresiones generales (polinómicas y exponenciales), considerando las variables más significativas (la relación de la velocidad de rotación, α , y la relación de *Q* y *Q_{BEP}*). Finalmente, se seleccionó un modelo polinómico (a saber, *F6*) que depende de α y $\frac{Q}{Q_{BEP}}$, cuando se estimaron la carga y la eficiencia, y un modelo potencial (*F7*) si la potencia se va a calcular directamente. **Todos los modelos propuestos exhibieron valores adecuados de índices de error (*RMSE*, *MAD*, *MRD* y *BIAS*) en comparación con los demás,**

- reduciendo los errores entre un 30 y un 50% en comparación con el segundo mejor modelo.
- b. Las ecuaciones propuestas se verificaron y compararon con 15 máquinas diferentes, que se probaron variando su velocidad de rotación y su velocidad específica entre 5 y 50 rpm (m, kW). El modelo de la investigación se basa en 87 curvas diferentes y 56.450 puntos de operación, utilizando la base de datos más grande jamás publicada.
 - c. El uso de estas expresiones, que tienen una excelente precisión cuando α está entre 0.8 y 1.2, es crucial para el desarrollo de modelos matemáticos. Estos son de suma importancia para introducir el uso de PATs cuando no se conoce la curva del fabricante. Esto es común cuando se utilizan PATs, ya que los fabricantes no publican estas curvas en su catálogo.
 - d. La inclusión de estas ecuaciones permitirá a los gestores del agua desarrollar herramientas de simulación, que se pueden introducir en la gestión de los sistemas de agua, mejorando la precisión en la estimación de su funcionamiento. Se espera que estos modelos den un nuevo impulso en la inclusión de las herramientas de análisis cuando los PATs operan a velocidad variable en sistemas de agua, y los modeladores de agua necesiten expresiones matemáticas para desarrollar simulaciones y limitaciones operativas.
3. Esta investigación valida como metodología de predicción de curvas de flujo (Q) vs. alturas (H) de PATs de velocidad variable, la simulación numérica con Paquete de Código Libre *OpenFOAM* 3D, en función de su configuración y condiciones de trabajo. Esta metodología se presenta en el Artículo 3 y se relaciona con el Objetivo 3 de esta tesis que es Desarrollar un modelo numérico en *OpenFOAM* que estime el funcionamiento como turbina a partir del modelo calibrado funcionando como bomba de una máquina concreta.
 4. Se logró validar a través del modelado *CFD* a las nuevas expresiones propuestas para la obtención de la curva característica Q vs H de una bomba que trabaja como turbina. Con la simulación numérica realizada en *OpenFOAM*, se presentaron resultados satisfactorios a medida que el

punto de operación del trabajo se acercaba al *BEP*, ya que la tendencia de las curvas generadas, la pendiente de las mismas y los índices de error demostraron valores aceptables. Sin embargo, al alejarse de las condiciones *BEP*, el error aumentó.

5. En resumen, **fue posible validar las metodologías de predicción de las curvas características Q vs. H de las *PATs* y verificar el rango en el que presentan los mejores resultados. La validación requirió de la contrastación de la modelación numérica y de la aplicación de las nuevas expresiones propuestas, con la información proveniente de los resultados de ensayos experimentales de *PATs* efectuados en el CERIS-Hydraulic del Instituto Superior de Lisboa, Portugal, que corresponden a una instalación de una *PATs* en un laboratorio que permite experimentos donde se pueden variar el flujo, las condiciones de presión y la velocidad de rotación. Por esta razón no se requirió realizar campaña experimental propia (Objetivo 2 de la tesis que es establecer una metodología de trabajo para la toma de datos experimentales en la máquina a ensayar), porque la información ha sido suficiente para la elaboración de los Artículos presentados.** Este estudio se puede ampliar a través de la afinación de los valores de los coeficientes de las expresiones analíticas propuestas en función de la retroalimentación con nuevos datos experimentales. Por lo tanto, se concluye que se consiguieron cumplir los objetivos planteados en esta tesis.
6. La aplicación de esta **metodología está ligada a los indicadores de los objetivos de desarrollo sostenible (ODS)**, respecto a los objetivos *ODS6, ODS7, ODS8, ODS9, ODS11 Y ODS13*.

6.2 Desarrollos futuros

El número de estudios de simulación numérica para *PATs* con el paquete de código libre *OpenFOAM* y con modelo de cierre $k-\omega$ -*SST* es limitado, a pesar de que poseen ventajas y capacidades significativas. Se deben continuar las investigaciones de simulación numérica con estas herramientas y utilidades porque tienen ventajas económicas y técnicas.

1. Existen pocos estudios relacionados de modelación numérica en *PATs* con velocidad de rotación variable. Es imperativo establecer ecuaciones y leyes que predigan su comportamiento. Su manejo adecuado permitiría obtener una mayor eficiencia en la instalación de estos dispositivos.
2. En consecuencia, se deben desarrollar trabajos futuros en los que se propongan diferentes procedimientos (inteligencia artificial, dispositivos electrónicos) para establecer la mejor estrategia de operación variable (VOS) con el fin de maximizar la recuperación de energía utilizando estas expresiones.
3. Este estudio se puede ampliar a través de la afinación de los valores de los coeficientes de las expresiones analíticas propuestas en función de la retroalimentación con nuevos datos experimentales, para llegar a expresiones más robustas que permitan efectuar de manera más confiable la predicción del rendimiento de las *PATs*.

Referencias

- [1] M. C. Morani, A. Carravetta, C. D'Ambrosio, and O. Fecarotta, "A New Preliminary Model to Optimize PATs Location in a Water Distribution Network," p. 57, 2020, doi: 10.3390/environsciproc2020002057.
- [2] M. Farley, *Leakage Management and Control. A BEST PRACTICE TRAINING MANUAL*. Geneva, Switzerland, 2001.
- [3] H. Orouji, O. Bozorg Haddad, E. Fallah-Mehdipour, and M. A. Mariño, "Modeling of Water Quality Parameters Using Data-Driven Models," *J. Environ. Eng.*, vol. 139, no. 7, pp. 947–957, 2013, doi: 10.1061/(asce)ee.1943-7870.0000706.
- [4] N. Vakilifard, M. Anda, P. A. Bahri, and G. Ho, "The role of water-energy nexus in optimising water supply systems – Review of techniques and approaches," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 82, no. June 2016, pp. 1424–1432, 2018, doi: 10.1016/j.rser.2017.05.125.
- [5] G. Ferrarese and S. Malavasi, "Perspectives of water distribution networks with the greenvalve system," *Water (Switzerland)*, vol. 12, no. 6, p. 1579, Jun. 2020, doi: 10.3390/W12061579.
- [6] M. S. Islam and M. S. Babel, "Economic Analysis of Leakage in the Bangkok Water Distribution System," *J. Water Resour. Plan. Manag.*, vol. 139, no. 2, pp. 209–216, 2013, doi: 10.1061/(asce)wr.1943-5452.0000235.
- [7] S. E. Bibri and J. Krogstie, "Smart sustainable cities of the future: An extensive interdisciplinary literature review," *Sustain. Cities Soc.*, vol. 31, pp. 183–212, 2017, doi: 10.1016/j.scs.2017.02.016.
- [8] P. M. Bach, W. Rauch, P. S. Mikkelsen, D. T. McCarthy, and A. Deletic, "A critical review of integrated urban water modelling - Urban drainage and beyond," *Environ. Model. Softw.*, vol. 54, pp. 88–107, 2014, doi: 10.1016/j.envsoft.2013.12.018.
- [9] M. S. Raboaca, N. Bizon, C. Trufin, and F. M. Enescu, "Efficient and secure strategy for energy systems of interconnected farmers' associations to meet variable energy demand," *Mathematics*, vol. 8, no. 12, pp. 1–30, 2020, doi: 10.3390/math8122182.
- [10] W. jing Niu and Z. kai Feng, "Evaluating the performances of several artificial intelligence methods in forecasting daily streamflow time series for sustainable water resources management," *Sustain. Cities Soc.*, vol. 64, no. September 2020, p. 102562, 2021, doi: 10.1016/j.scs.2020.102562.
- [11] S. Ebrahimi, A. Riasi, and A. Kandi, "Selection optimization of variable speed pump as turbine (PAT) for energy recovery and pressure management," *Energy Convers. Manag.*, vol. 227, no. November 2020, p. 113586, 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113586.
- [12] A. Gupta, N. Bokde, D. Marathe, and K. Kulat, "Leakage Reduction in Water Distribution Systems with Efficient Placement and Control of Pressure Reducing

- Valves Using Soft Computing Techniques," *Eng. Technol. Appl. Sci. Res.*, vol. 7, no. 2, pp. 1528–1534, 2017, doi: 10.48084/etasr.1032.
- [13] C. A. M. Ávila, F. J. Sánchez-Romero, P. A. López-Jiménez, and M. Pérez-Sánchez, "Improve leakage management to reach sustainable water supply networks through by green energy systems. Optimized case study," *Sustain. Cities Soc.*, vol. 83, no. October, 2022, doi: 10.1016/j.agwat.2021.107223.
- [14] H. Ramos and A. Borga, "Pumps as turbines: An unconventional solution to energy production," *Urban Water*, vol. 1, no. 3, pp. 261–263, 1999, doi: 10.1016/S1462-0758(00)00016-9.
- [15] I. F. García, D. Novara, and A. M. Nabola, "A model for selecting the most cost-effective pressure control device for more sustainable water supply networks," *Water (Switzerland)*, vol. 11, no. 6, 2019, doi: 10.3390/w11061297.
- [16] C. A. M. Ávila, F. J. Sánchez-Romero, P. A. López-Jiménez, and M. Pérez-Sánchez, "Leakage management and pipe system efficiency. Its influence in the improvement of the efficiency indexes," *Water (Switzerland)*, vol. 13, no. 14, 2021, doi: 10.3390/w13141909.
- [17] C. A. M. Ávila, F. J. Sánchez-Romero, P. A. López-Jiménez, and M. Pérez-Sánchez, "Definition of the operational curves by modification of the affinity laws to improve the simulation of pats," *Water (Switzerland)*, vol. 13, no. 14, pp. 1–17, 2021, doi: 10.3390/w13141880.
- [18] C. A. M. Ávila, F. J. Sánchez-Romero, P. A. López-Jiménez, and M. Pérez-Sánchez, "Optimization tool to improve the management of the leakages and recovered energy in irrigation water systems," *Agric. Water Manag.*, vol. 258, no. October, 2021, doi: 10.1016/j.agwat.2021.107223.
- [19] M. Pérez- Sánchez, F. J. Sánchez-Romero, H. Ramos M, and P. A. López-Jiménez, *Bombas operando como turbinas (PAT) : principios de funcionamiento y selección*. Universidad Politécnica de Valencia, 2020.
- [20] M. Binama, W. T. Su, X. Bin Li, F. C. Li, X. Z. Wei, and S. An, "Investigation on pump as turbine (PAT) technical aspects for micro hydropower schemes: A state-of-the-art review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 79, no. April 2016, pp. 148–179, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.04.071.
- [21] S. Rawal, "Numerical Simulation on a Pump Operating in a turbine mode," *Proc. 23rd Int. users Symp.*, 2007.
- [22] S. G. Prasad, V., Shukla, S. N., & Joshi, "Performance characteristics of pump as turbine. Indian PumpsTitle," *Indian Pumps*, vol. 38, no. 4, pp. 5–9, 2006.
- [23] A. A. Williams, "Pumps as turbines for low cost micro hydro power," *Renew. Energy*, vol. 9, no. 1-4 SPEC. ISS., pp. 1227–1234, 1996, doi:10.1016/0960-1481(96)88498-9.
- [24] D. Novara, A. Carravetta, A. McNabola, and H. M. Ramos, "Cost Model for Pumps as Turbines in Run-of-River and In-Pipe Microhydropower Applications," *J. Water Resour. Plan. Manag.*, vol. 145, no. 5, p. 04019012, 2019, doi: 10.1061/(asce)wr.1943-5452.0001063.
- [25] J. Gallagher, I. M. Harris, A. J. Packwood, A. McNabola, and A. P. Williams, "A strategic assessment of micro-hydropower in the UK and Irish water industry:

- Identifying technical and economic constraints," *Renew. Energy*, vol. 81, pp. 808–815, 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.03.078.
- [26] J. C. Páscoa, F. J. Silva, J. S. Pinheiro, and D. J. Martins, "Accuracy details in realistic CFD modeling of an industrial centrifugal pump in direct and reverse modes," *J. Therm. Sci.*, vol. 19, no. 6, pp. 491–499, Dec. 2010, doi: 10.1007/s11630-010-0414-9.
- [27] A. (2010) Nautiyal, H., Kumar, V., & Thakur, "CFD Analysis on Pumps Working as Turbines," 2010.
- [28] H. Carravetta, A., Fecarotta, O., & Ramos, "Numerical simulation on Pump As Turbine: mesh reliability and performance concerns.," in *2011 International Conference on Clean Electrical Power (ICCEP)*, 2011, pp. 169–174.
- [29] S. S. Yang, S. Derakhshan, and F. Y. Kong, "Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance," *Renew. Energy*, vol. 48, pp. 507–513, Dec. 2012, doi: 10.1016/j.renene.2012.06.002.
- [30] M. Pérez-Sánchez, F. J. Sánchez-Romero, H. M. Ramos, and P. A. López-Jiménez, "Improved planning of energy recovery in water systems using a new analytic approach to PAT performance curves," *Water (Switzerland)*, vol. 12, no. 2, 2020, doi: 10.3390/w12020468.
- [31] F. A. Plua, F. J. Sánchez-Romero, V. Hidalgo, P. A. López-Jiménez, and M. Pérez-Sánchez, "New expressions to apply the variation operation strategy in engineering tools using pumps working as turbines," *Mathematics*, vol. 9, no. 8, pp. 1–17, 2021, doi: 10.3390/math9080860.
- [32] J. C. Páscoa, F. J. Silva, J. S. Pinheiro, and D. J. Martins, "A new approach for predicting PAT-pumps operating point from direct pumping mode characteristics," 2012.
- [33] M. Rossi, M. Righetti, and M. Renzi, "Pump-as-turbine for Energy Recovery Applications: The Case Study of An Aqueduct," *Energy Procedia*, vol. 101, no. September, pp. 1207–1214, 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2016.11.163.
- [34] C. P. Thoma, D., & Kittredge, "Centrifugal pumps operated under abnormal conditions," *J. Power Sources*, vol. 73, no. 1, pp. 881–884, 1931.
- [35] P. D. A.J. Stepanoff, *Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, And Application*. 1957.
- [36] S. Childs, "Convert pumps to turbines and recover HP.," *Hydro Carbon Processing Pet. Refine*, vol. 41, pp. 173–174.
- [37] M. Rossi and M. Renzi, "A general methodology for performance prediction of pumps-as-turbines using Artificial Neural Networks," *Renew. Energy*, vol. 128, pp. 265–274, 2018, doi: 10.1016/j.renene.2018.05.060.
- [38] S. V. Jain and R. N. Patel, "Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 30, pp. 841–868, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2013.11.030.
- [39] O. Fecarotta and A. McNabola, "Optimal Location of Pump as Turbines (PATs) in Water Distribution Networks to Recover Energy and Reduce Leakage," *Water Resour. Manag.*, vol. 31, no. 15, pp. 5043–5059, 2017, doi:10.1007/s11269-017-1795-2.

- [40] Moazeni Faegheh; Khazaei Javad, "Optimal energy management of water-energy networks via optimal placement of pumps-as-turbines and demand response through water storage tanks.," *Appl. Energy*, vol. 283, p. 116335, 2021.
- [41] C. A. M. Ávila, F. J. Sánchez-Romero, P. A. López-Jiménez, and M. Pérez-Sánchez, "Improve leakage management to reach sustainable water supply networks through by green energy systems. Optimized case study," *Sustain. Cities Soc.*, vol. 83, no. March, 2022, doi: 10.1016/j.scs.2022.103994.
- [42] R. D. Mangalekar and K. S. Gumaste, "Residential water demand modelling and hydraulic reliability in design of building water supply systems: A review," *Water Sci. Technol. Water Supply*, vol. 21, no. 4, pp. 1385–1397, 2021, doi: 10.2166/WS.2021.021.
- [43] S. N. Mousavi and D. Bocchiola, "A novel comparative statistical and experimental modeling of pressure field in free jumps along the apron of usbr type i and ii dissipation basins," *Mathematics*, vol. 8, no. 12, pp. 1–19, 2020, doi: 10.3390/math8122155.
- [44] M. Pérez-Sánchez, F. J. Sánchez-Romero, H. M. Ramos, and P. A. López-Jiménez, "Energy recovery in existing water networks: Towards greater sustainability," *Water (Switzerland)*, vol. 9, no. 2, pp. 1–20, 2017, doi: 10.3390/w9020097.
- [45] O. Fecarotta, C. Aricò, A. Carravetta, R. Martino, and H. M. Ramos, "Hydropower Potential in Water Distribution Networks: Pressure Control by PATs," *Water Resour. Manag.*, vol. 29, no. 3, pp. 699–714, 2015, doi: 10.1007/s11269-014-0836-3.
- [46] F. O. Carravetta, A. Conte MC, "Evaluation of PAT Performances by Modified Affinity Law." .
- [47] P. Suter, "Representation of pump characteristics for water hammer computations." *Techn. Review Sulzer*, 1966, *Techn. Rev. Sulzer*.
- [48] D. Novara and A. McNabola, "A model for the extrapolation of the characteristic curves of Pumps as Turbines from a datum Best Efficiency Point," *Energy Convers. Manag.*, vol. 174, no. May, pp. 1–7, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.07.091.
- [49] S. R. Shah, S. V. Jain, R. N. Patel, and V. J. Lakhera, "CFD for centrifugal pumps: A review of the state-of-the-art," *Procedia Eng.*, vol. 51, no. NUICONE 2012, pp. 715–720, 2013, doi: 10.1016/j.proeng.2013.01.102.
- [50] A. Carravetta, G. Del Giudice, O. Fecarotta, and H. M. Ramos, "Pump as turbine (PAT) design in water distribution network by system effectiveness," *Water (Switzerland)*, vol. 5, no. 3, pp. 1211–1225, 2013, doi: 10.3390/w5031211.
- [51] I. Iliev, C. Trivedi, and O. G. Dahlhaug, "Variable-speed operation of Francis turbines: A review of the perspectives and challenges," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 103, no. 7491, pp. 109–121, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2018.12.033.
- [52] P. Singh, "Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for PUMPS AS TURBINES with Field Implementation and Evaluation," *Ph.D thesis Univ. Karlsruhe, Germany*, 2005.
- [53] T. Wang, C. Wang, F. Kong, Q. Gou, and S. Yang, "Theoretical, experimental, and numerical study of special impeller used in turbine mode of centrifugal pump as turbine," *Energy*, vol. 130, pp. 473–485, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.04.156.

- [54] M. Rossi, A. Nigro, and M. Renzi, "Experimental and numerical assessment of a methodology for performance prediction of Pumps-as-Turbines (PaTs) operating in off-design conditions," *Appl. Energy*, vol. 248, no. April, pp. 555–566, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.04.123.
- [55] S. Derakhshan and A. Nourbakhsh, "Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 3, pp. 800–807, 2008, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2007.10.004.
- [56] A. Carravetta, G. del Giudice, O. Fecarotta, and H. M. Ramos, "PAT design strategy for energy recovery in water distribution networks by electrical regulation," *Energies*, vol. 6, no. 1, pp. 411–424, 2013, doi: 10.3390/en6010411.
- [57] F. Plua, V. Hidalgo, E. Cando, M. Pérez-sánchez, and P. A. López-jiménez, "Pumps as Turbines (PATs) by Analysis with CFD Models," vol. 12, no. 3, pp. 1098–1104, 2022.
- [58] A. Carravetta, O. Fecarotta, G. Del Giudice, and H. Ramos, "Energy Recovery in Water Systems by PATs: A Comparisons among the Different Installation Schemes," *Procedia Eng.*, vol. 70, pp. 275–284, 2014, doi: 10.1016/j.proeng.2014.02.031.
- [59] F. Pugliese, F. De Paola, N. Fontana, M. Giugni, G. Marini, and J. F. Francos, "Experimental and numerical investigation of centrifugal Pumps As Turbines," in *Proceedings of the 10th International Conference on Energy Efficiency in Motor Driven System*, 2017, pp. 6–7.
- [60] M. Stefanizzi, T. Capurso, G. Balacco, M. Binetti, S. M. Camporeale, and M. Torresi, "Selection, control and techno-economic feasibility of Pumps as Turbines in Water Distribution Networks," *Renew. Energy*, vol. 162, pp. 1292–1306, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.08.108.
- [61] M. Renzi, P. Rudolf, D. Štefan, A. Nigro, and M. Rossi, "Installation of an axial Pump-as-Turbine (PaT) in a wastewater sewer of an oil refinery: A case study," *Appl. Energy*, vol. 250, no. April, pp. 665–676, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.05.052.
- [62] F. Plua, V. Hidalgo, P. A. López-Jiménez, and M. Pérez-Sánchez, "Analysis of applicability of cfd numerical studies applied to problem when pump working as turbine," *Water (Switzerland)*, vol. 13, no. 15, pp. 1–18, 2021, doi: 10.3390/w13152134.
- [63] H. Nautiyal, "CFD Analysis on Pumps Working as a Turbines," *Hydro Nepal J. Water, Energy Enviroment*, vol. 6, pp. 35–37, 2010.
- [64] V. Hidalgo, M. Velasco, and E. Cando, "Rotatory 3D Structured Mesh Study Using OpenFOAM to Simulate the Flow in Francis Turbine," pp. 1–15.
- [65] V. Hidalgo *et al.*, "Scale-adaptive simulation of unsteady cavitation around a Naca66 hydrofoil," *Appl. Sci.*, vol. 9, no. 18, 2019, doi: 10.3390/app9183696.
- [66] O. Fecarotta, A. Carravetta, and H. M. Ramos, "INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY AND ENVIRONMENT CFD and comparisons for a pump as turbine: Mesh reliability and performance concerns," *J. homepage www.IJEE.IEEFoundation.org*

- ISSN*, vol. 2, no. 1, pp. 2076–2909, 2011, [Online]. Available: www.IJEE.IEEFoundation.org.
- [67] E. Cando *et al.*, “Unsteady numerical analysis of the liquid-solid two-phase flow around a step using Eulerian-Lagrangian and the filter-based RANS method,” *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 31, no. 6, pp. 2781–2790, 2017, doi: 10.1007/s12206-017-0521-6.
- [68] T. Wang, F. Kong, S. Yang, and Y. Fu, “Numerical Study on Hydraulic Performances of Pump as Turbine with Forward-Curved Blades,” in *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2014, pp. 1–6, doi: <https://doi.org/10.1115/FEDSM2014-21347>.
- [69] J. B. Bogdanovic’-Jovanovic’, D. R. Milenkovic’, D. M. Svrkota, B. Bogdanovic’, and Z. T. Spasic’, “Pumps used as turbines: Power recovery, energy efficiency, CFD analysis,” *Therm. Sci.*, vol. 18, no. 3, pp. 1029–1040, 2014, doi: 10.2298/TSCI1403029B.
- [70] R. Barrio, J. Fernández, E. Blanco, J. Parrondo, and A. Marcos, “Performance characteristics and internal flow patterns in a reverse-running pump-turbine,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci.*, vol. 226, no. 3, pp. 695–708, Mar. 2012, doi: 10.1177/0954406211416304.
- [71] P. Vasanthakumar, A. Arulmurugu, R. Vinoth, R. Gowtham, S. Kumaresan, and V. Prasath, “Investigation of Centrifugal Pump as Turbine : A Review Report,” vol. 3, no. 1, pp. 2287–2292, 2014.
- [72] T. Mabhaudhi *et al.*, “Assessing progress towards sustainable development goals through nexus planning,” *Water (Switzerland)*, vol. 13, no. 9, pp. 1–13, 2021, doi: 10.3390/w13091321.
- [73] S. Lee, C. Pomeroy, and S. Burian, “Setting Future Water Rates for Sustainability of a Water Distribution System,” *J. Water Resour. Plan. Manag.*, vol. 147, no. 2, p. 04020108, 2021, doi: 10.1061/(asce)wr.1943-5452.0001313.
- [74] S. Ahmadi, S. Yadollah, and Ali Vakili, “Frameworks, quantitative indicators, characters, and modeling approaches to analysis of energy system resilience: A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 144, p. 110988, Jul. 2021, doi: 10.1016/J.RSER.2021.110988.
- [75] M. Stefanizzi, T. Capurso, G. Balacco, M. Binetti, S. M. Camporeale, and M. Torresi, “Selection, control and techno-economic feasibility of Pumps as Turbines in Water Distribution Networks,” *Renew. Energy*, vol. 162, pp. 1292–1306, Dec. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2020.08.108.
- [76] F. O. M. Carneiro, L. F. M. Moura, P. A. Costa Rocha, R. J. Pontes Lima, and K. A. R. Ismail, “Application and analysis of the moving mesh algorithm AMI in a small scale HAWT: Validation with field test’s results against the frozen rotor approach,” *Energy*, vol. 171, pp. 819–829, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.01.088.
- [77] V. H. H. Diaz, X. W. Luo, R. Huang, and E. Cando, “Numerical simulation of cavitating flow over 2D hydrofoil using OpenFOAM adapted for Debian operating system with LXDE based in Kernel GNU/Linux,” *Am. Soc. Mech. Eng. Fluids Eng. Div. FEDSM*, vol. 2, no. August, 2014, doi: 10.1115/FEDSM2014-21834.
- [78] T. J. Baker, “Mesh generation: Art or science?,” *Prog. Aerosp. Sci.*, vol. 41, no. 1, pp.

- 29–63, 2005, doi: 10.1016/j.paerosci.2005.02.002.
- [79] J. D. White, A. G. L. Holloway, and A. G. Gerber, "FEDSM2005-77460 PREDICTING TURBINE PERFORMANCE OF HIGH SPECIFIC SPEED PUMPS USING CFD," 2005. [Online]. Available: <http://www.asme.org/about-asme/terms-of-use>.
- [80] P. Kerschberger and A. Gehrler, "Hydraulic development of high specific-speed pump-turbines by means of an inverse design method, numerical flow-simulation (CFD) and model testing," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 12, p. 012039, Aug. 2010, doi: 10.1088/1755-1315/12/1/012039.
- [81] M. Renzi, P. Rudolf, D. Štefan, A. Nigro, and M. Rossi, "Energy recovery in oil refineries through the installation of axial Pumps-as-Turbines (PaTs) in a wastewater sewer: A case study," in *Energy Procedia*, 2019, vol. 158, pp. 135–141, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.058.
- [82] J. W. Kim *et al.*, "Simultaneous efficiency improvement of pump and turbine modes for a counter-rotating type pump-turbine," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 8, no. 11, pp. 1–14, 2016, doi: 10.1177/1687814016676680.
- [83] R. Pienika and D. Schenzer, "Axial flow pump used as turbine for hydropower generation," vol. 27113386, 2017.
- [84] P. Hlbočan and M. Varchola, "Numerical Simulation on a Mixed-Flow Pump Operating in a Turbine Mode," *Eng. Mech.*, vol. 20, no. 2, pp. 97–105, 2013.
- [85] T. Capurso *et al.*, "How to Improve the Performance Prediction of a Pump as Turbine by Considering the Slip Phenomenon," *Proceedings*, vol. 2, no. 11, p. 683, Jul. 2018, doi: 10.3390/proceedings2110683.
- [86] T. Capurso *et al.*, "Slip factor correction in 1-D Performance prediction model for paTs," *Water (Switzerland)*, vol. 11, no. 3, Mar. 2019, doi: 10.3390/w11030565.
- [87] A. Bahreini and A. Sattari, "Numerical and Economic Study of Performance of Centrifugal Pump as Turbine," *J. Comput. Appl. Mech.*, vol. 48, no. 2, pp. 151–160, 2017, doi: 10.22059/jcamech.2017.232024.137.
- [88] M. Pérez-Sánchez, M. Simão, P. A. López-Jiménez, and H. M. Ramos, "CFD Analyses and experiments in a pat modeling: pressure variation and system efficiency," *Fluids*, vol. 2, no. 4, Dec. 2017, doi: 10.3390/fluids2040051.
- [89] M. Simão, M. Pérez-Sánchez, A. Carravetta, P. López-Jiménez, and H. M. Ramos, "Velocities in a centrifugal PAT operation: Experiments and CFD analyses," *Fluids*, vol. 3, no. 1, Mar. 2018, doi: 10.3390/fluids3010003.
- [90] B. Lal and T. S. Deshmukh, "Performance Analysis of Centrifugal Pump at Different Operating Mode," vol. 4, no. 11, 2018, doi: 10.24113/ijoscience.v5i7.170.
- [91] M. Rossi, A. Nigro, and M. Renzi, "A predicting model of PaTs' performance in off-design operating conditions," in *Energy Procedia*, 2019, vol. 158, pp. 123–128, doi: 10.1016/j.egypro.2019.01.056.
- [92] M. Simão, M. Pérez-Sánchez, A. Carravetta, and H. M. Ramos, "Flow conditions for PATS operating in parallel: Experimental and numerical analyses," *Energies*, vol. 12, no. 5, 2019, doi: 10.3390/en12050901.
- [93] S. Derakhshan and A. Nourbakhsh, "Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol.

- 32, no. 8, pp. 1620–1627, Sep. 2008, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2008.05.004.
- [94] M. Sedlář, J. J. Jiříšoukal, and M. Komárek, "CFD analysis of middle stage of multistage pump operating in turbine regime.," in *Engineering Mechanics*, 2009, vol. 16, no. 6, pp. 413–421.
- [95] J. Fernández, R. Barrio, E. Blanco, J. L. Parrondo, and A. Marcos, "Numerical investigation of a centrifugal pump running in reverse mode," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 224, no. 3, pp. 373–381, Jan. 2010, doi: 10.1243/09576509JPE757.
- [96] S. S. Yang, F. Y. Kong, X. Y. Qu, and W. M. Jiang, "Influence of blade number on the performance and pressure pulsations in a pump used as a turbine," *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 134, no. 12, 2012, doi: 10.1115/1.4007810.
- [97] A. Maleki, M. M. Ghorani, M. H. S. Haghghi, and A. Riasi, "Numerical study on the effect of viscosity on a multistage pump running in reverse mode," *Renew. Energy*, vol. 150, pp. 234–254, 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.12.113.
- [98] J. Fernández, E. Blanco, J. Parrondo, M. T. Stickland, and T. J. Scanlon, "Performance of a centrifugal pump running in inverse mode," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 218, no. 4, pp. 265–271, 2004, doi: 10.1243/0957650041200632.
- [99] S. Fengxia, Y. Junhu, M. Senchun, and W. Xiaohui, "Investigation on the power loss and radial force characteristics of pump as turbine under gas–liquid two-phase condition," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 11, no. 4, pp. 1–10, 2019, doi: 10.1177/1687814019843732.
- [100] X. Wang, X. Yang, J. Xia, Z. Hao, Y., & Cheng, "Effect of Velocity Slip on Head Prediction for Centrifugal Pumps as Turbines," *Math. Probl. Eng.*, doi: doi:10.1155/2019/5431047 (<https://doi.org/10.1155/2019/5431047>).
- [101] S. Miao, J. Yang, F. Shi, X. Wang, and G. Shi, "Research on energy conversion characteristic of pump as turbine," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 10, no. 4, pp. 1–10, 2018, doi: 10.1177/1687814018770836.
- [102] F. X. Shi, J. H. Yang, and X. H. Wang, "Analysis on the effect of variable guide vane numbers on the performance of pump as turbine," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 10, no. 6, pp. 1–9, 2018, doi: 10.1177/1687814018780796.
- [103] S. S. Yang, C. Wang, K. Chen, and X. Yuan, "Research on blade thickness influencing pump as turbine," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 2014, pp. 1–8, 2014, doi: 10.1155/2014/190530.
- [104] S. C. Miao, J. H. Yang, G. T. Shi, and T. T. Wang, "Blade profile optimization of pump as turbine," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 7, no. 9, pp. 1–9, 2015, doi: 10.1177/1687814015605748.
- [105] Y. Sun, Z. Zuo, S. Liu, J. Liu, and Y. Wu, "Distribution of pressure fluctuations in a prototype pump turbine at pump mode," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 2014, 2014, doi: 10.1155/2014/923937.
- [106] W. C. Schleicher and A. Oztekin, "Hydraulic design and optimization of a modular pump-turbine runner," *Energy Convers. Manag.*, vol. 93, pp. 388–398, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.037.

- [107] S. R. Natanasabapathi and J. T. Kshirsagar, "Pump As Turbine - An Experience With CFX-5 . 6," 2004.
- [108] R. Barrio, J. Fernández, J. Parrondo, and E. Blanco, "Performance prediction of a centrifugal pump working in direct and reverse mode using computational fluid dynamics," *Renew. Energy Power Qual. J.*, vol. 1, no. 8, pp. 1429–1433, 2010, doi: 10.24084/repqj08.682.
- [109] E. Koswara, H. Budiman, and N. Fikri, "Flow Analysis in Pump As Turbines (PATs) Using Ansys Fluent Software," *Sintek J.*, vol. 14, no. 1, pp. 1–13, 2020.
- [110] S. S. Yang, F. Y. Kong, W. M. Jiang, and X. Y. Qu, "Research on rotational speed to the influence of pump as turbine," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 15, no. PART 4, 2012, doi: 10.1088/1755-1315/15/4/042023.
- [111] H. M. P. Rosa and B. S. Emerick, "Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental CFD simulation on centrifugal pump impeller with splitter blades Simulação CFD em rotor de bomba centrífuga com pás intermediárias," pp. 3–7, 2020.
- [112] M. A. Ismail, A. K. Othman, and H. Zen, "Numerical Investigation of Rotational Speed on Pump as Turbine for Microhydro Applications," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 833, pp. 11–18, 2016, doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.833.11.
- [113] M. Liu, L. Tan, and S. Cao, "Theoretical model of energy performance prediction and BEP determination for centrifugal pump as turbine," *Energy*, vol. 172, pp. 712–732, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.01.162.
- [114] A. S. Aidhen, S. Malik, and C. D. Kishanrao, "Theoretical, numerical and experimental research of single stage, radial discharge centrifugal pump operating in turbine mode," *Int. J. Innov. Technol. Explor. Eng.*, vol. 8, no. 12, pp. 1265–1270, 2019, doi: 10.35940/ijitee.L3910.1081219.
- [115] J. Du, H. Yang, Z. Shen, and J. Chen, "Micro hydro power generation from water supply system in high rise buildings using pump as turbines," *Energy*, vol. 137, pp. 431–440, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.03.023.
- [116] P. V. Arulmurugu, A., & Pandian, "Numerical investigation of centrifugal pump as turbine.," *Adv. Appl. Fluid Mech. 1*, vol. 7, no. 2, pp. 147–163, 2015, doi: 10.1115/GT2015-43199.
- [117] E. Baburaj, R. Sivaprakasam, C. Manikandan, and K. Sudha, "CFD Analysis of Pump as Turbine for Micro-Hydro Schemes," 2013. [Online]. Available: www.ijirset.com.
- [118] S. S. Yang, H. L. Liu, F. Y. Kong, B. Xia, and L. W. Tan, "Effects of the radial gap between impeller tips and volute tongue influencing the performance and pressure pulsations of pump as turbine," *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 136, no. 5, 2014, doi: 10.1115/1.4026544.
- [119] M. A. Ismail, A. K. Othman, and H. Zen, "Numerical Simulation on End Suction Centrifugal Pump Running in Inverse Flow for Microhydro Applications," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 773–774, pp. 358–362, Jul. 2015, doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.773-774.358.
- [120] X. Su, S. Huang, X. Zhang, and S. Yang, "Numerical research on unsteady flow rate characteristics of pump as turbine," *Renew. Energy*, vol. 94, pp. 488–495, Aug.

- 2016, doi: 10.1016/j.renene.2016.03.092.
- [121] E. Frosina, D. Buono, and A. Senatore, "A Performance Prediction Method for Pumps as Turbines (PAT) Using a Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling Approach," *Energies*, vol. 10, no. 1, 2017, doi: 10.3390/en10010103.
- [122] L. E. C. Rosado, P. A. Lopez, F. Sanchez, and P. Conejos, "Applied Strategy to Characterize the Energy," *Water*, vol. 12, no. 6, pp. 1–22, 2020.
- [123] H. X. Shi, L. P. Chai, X. Z. Su, and R. Jaini, "Performance optimization of energy recovery device based on pat with guide vane," *Int. J. Simul. Model.*, vol. 17, no. 3, pp. 472–484, 2018, doi: 10.2507/IJSIMM17(3)443.
- [124] T. Capurso, - L Bergamini, -S M Camporeale, - B Fortunato, and - M Torresi, "CFD Analysis of the Performance of a Novel Impeller for a Double Suction Centrifugal Pump Working as a Turbine," in *13 th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics*, 2019, pp. 1–11.
- [125] R. Puust, Z. Kapelan, D. A. Savic, and T. Koppel, *A review of methods for leakage management in pipe networks*, vol. 7, no. 1. UK, 2010.
- [126] E. Quaranta *et al.*, "Hydropower case study collection: Innovative low head and ecologically improved turbines, hydropower in existing infrastructures, hydropeaking reduction, digitalization and governing systems," *Sustain.*, vol. 12, no. 21, pp. 1–79, 2020, doi: 10.3390/su12218873.
- [127] I. Kougias *et al.*, "Analysis of emerging technologies in the hydropower sector," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 113, no. January, p. 109257, 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.109257.
- [128] A. Carravetta, M. C. Conte, O. Fecarotta, and H. M. Ramos, "Evaluation of PAT performances by modified affinity law," *Procedia Eng*, vol. 89, pp. 581–587, 2014.
- [129] M. Pérez-Sánchez, P. A. López-Jiménez, and H. M. Ramos, "Modified Affinity Laws in Hydraulic Machines towards the Best Efficiency Line," *Water Resour. Manag.*, vol. 32, no. 3, pp. 829–844, Feb. 2018, doi: 10.1007/s11269-017-1841-0.
- [130] M. Tahani, A. Kandi, M. Moghimi, and S. D. Houreh, "Rotational speed variation assessment of centrifugal pump-as-turbine as an energy utilization device under water distribution network condition," *Energy*, vol. 213, p. 118502, 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118502>.
- [131] C. Mataix, *Turbomáquinas Hidráulicas*. Madrid: Universidad Pontificia Comillas, 2009.
- [132] G. Morrison, W. Yin, R. Agarwal, and A. Patil, "Development of Modified Affinity Law for Centrifugal Pump to Predict the Effect of Viscosity," *J. Sol. Energy Eng. Trans. ASME*, vol. 140, no. 9, 2018, doi: 10.1115/1.4039874.
- [133] O. Fecarotta, A. Carravetta, H. M. Ramos, and R. Martino, "An improved affinity model to enhance variable operating strategy for pumps used as turbines," *J. Hydraul. Res.*, vol. 54, no. 3, pp. 332–341, 2016, doi: 10.1080/00221686.2016.1141804.
- [134] KSB, "PATs curves," *Catalogue*, 2019. .
- [135] S. V Jain, A. Swarnkar, K. H. Motwani, and R. N. Patel, "Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode," *Energy*

- Convers. Manag.*, vol. 89, pp. 808–824, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.036>.
- [136] L. Nygren, "Hydraulic energy harvesting with variable-speed-driven centrifugal pump as turbine," Lappeenranta University of Technology, 2017.
- [137] S. Abazariyan, R. Rafee, and S. Derakhshan, "Experimental study of viscosity effects on a pump as turbine performance," *Renew. Energy*, vol. 127, pp. 539–547, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.04.084>.
- [138] M. Kramer, K. Terheiden, and S. Wieprecht, "Pumps as turbines for efficient energy recovery in water supply networks," *Renew. Energy*, vol. 122, pp. 17–25, 2018, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.01.053>.
- [139] J. Delgado, J. P. Ferreira, D. I. C. Covas, and F. Avellan, "Variable speed operation of centrifugal pumps running as turbines. Experimental investigation," *Renew. Energy*, vol. 142, pp. 437–450, Nov. 2019, doi: [10.1016/j.renene.2019.04.067](https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.04.067).
- [140] M. Stefanizzi, M. Torresi, B. Fortunato, and S. M. Camporeale, "Experimental investigation and performance prediction modeling of a single stage centrifugal pump operating as turbine," *Energy Procedia*, vol. 126, pp. 589–596, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.218>.
- [141] M. Postacchini, G. Darvini, F. Finizio, L. Pelagalli, L. Soldini, and E. Di Giuseppe, "Hydropower generation through pump as turbine: Experimental study and potential application to small-scale WDN," *Water (Switzerland)*, vol. 12, no. 4, pp. 1–19, 2020, doi: [10.3390/W12040958](https://doi.org/10.3390/W12040958).
- [142] F. Pugliese, F. De Paola, N. Fontana, M. Giugni, and G. Marini, "Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation," *Renew. Energy*, vol. 99, pp. 180–187, Dec. 2016, doi: [10.1016/j.renene.2016.06.051](https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.06.051).
- [143] M. Farley, "Leakage Management and Control," *Who*, pp. 1–98, 2001, [Online]. Available: http://whqlibdoc.who.int/hq/2001/WHO_SDE_WSH_01.1_pp1-98.pdf.
- [144] V. Hidalgo *et al.*, "Simplified simulation of a small Pelton turbine using OpenFOAM," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 774, no. 1, 2021, doi: [10.1088/1755-1315/774/1/012075](https://doi.org/10.1088/1755-1315/774/1/012075).
- [145] S. Huang, Y. Wei, C. Guo, and W. Kang, "Numerical simulation and performance prediction of centrifugal pump's full flow field based on OpenFOAM," *Processes*, vol. 7, no. 9, 2019, doi: [10.3390/pr7090605](https://doi.org/10.3390/pr7090605).