



UNIVERSIDAD
DE LA REPÚBLICA
URUGUAY



FACULTAD DE
INGENIERÍA
UDELAR

UNIVERSIDAD DE LA REPÚBLICA
FACULTAD DE INGENIERIA

Tesis para optar al título de Magíster en Ingeniería de la Energía

TÍTULO: USO DE BOMBA COMO TURBINA
PARA MICRO-GENERACIÓN DISTRIBUIDA EN LÍNEAS DE AGUA POTABLE

AUTOR: ING. JAVIER CRISÓSTOMO DÍAZ

TUTORES: DR. ING. JOSÉ CATALDO OTTIERI Y DR. ING. RODOLFO PIENIKA
ARCHONDO

Montevideo, Uruguay
2024

Página de aprobación

*En memoria a mis abuelas,
Ester Zúñiga Cavieres y Carmen Sánchez Rodríguez,
quienes forjaron los cimientos de la familia en la que crecí.*

Agradecimientos

Agradezco a la Facultad de Ingeniería y Universidad de la República, por otorgarme la posibilidad de continuar formándome como profesional, mostrándome otra cultura de educación, donde siempre me sentí uno más.

Agradezco a mis tutores, José Cataldo y Rodolfo Pienika, por confiar en el proyecto y siempre brindar el apoyo necesario para llevar a cabo el estudio y el trabajo de tesis.

Agradezco a mi tutor, Rodolfo Pienika, por su absoluta disposición y comprensión durante este tiempo de desarrollo de tesis. Por sus aportes y atención en todas las etapas que llevo el trabajo de tesis.

Agradezco a la SCAPA-E, por el apoyo para el desarrollo de tesis para armar el banco de ensayos necesario para el estudio.

Agradezco a Ricardo Zouko y Joaquín López, quienes trabajaron y acompañaron durante el montaje del banco de ensayos en el IMFIA.

Agradezco a Matías Muñoz, por otorgarme las facilidades necesarias para poder llevar a término los estudios a la par del trabajo. Por su amistad y confianza.

Agradezco a mis padres, Juan Carlos Crisóstomo y Ximena Díaz, por su entrega total a pesar de la distancia.

Finalmente quiero agradecer a Camila Cal, por acompañarme día a día durante este proceso, por siempre entregarme una sonrisa sincera y buenos deseos.

Gracias Cami.

Resumen

En la presente tesis se investiga el uso de una bomba funcionando como turbina para generación de energía eléctrica en una red de distribución agua potable, al utilizar el salto de presión producido por las válvulas reductoras de presión (VRP) comúnmente instaladas en dichas redes. Se presentan los aspectos fundamentales de la generación hidroeléctrica, con énfasis en el aprovechamiento de la energía disponible en redes de distribución de agua potable y el uso de bombas como turbina, ante la necesidad de encontrar nuevas fuentes de energía y aumentar la eficiencia de los procesos, minimizando los costos de inversión.

Se presenta la teoría del funcionamiento de bombas como turbinas, se desarrolla un método para seleccionar la turbomáquina para operar en un sitio dado y se presentan los polinomios para predecir sus curvas características y resultados experimentales. Los puntos de trabajo ensayados se obtienen en base a datos reales de una VRP instalada en la red de distribución de agua potable de la ciudad de Montevideo, Uruguay. Para realizar el estudio se diseñó y fabricó un banco de ensayos para poder estudiar el funcionamiento de bombas como turbinas, instalado en el Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental, Facultad de Ingeniería- UDELAR.

El punto estudiado tiene un salto medio de 3.5 m y caudal medio de 15 l/s en la ventana horaria del caso de estudio. La predicción de la curva salto-caudal tiene un error medio relativo del 2.5% respecto a los valores obtenidos en el ensayo. La potencia máxima del modelo genera 624 W y la de ensayo es de 331 W .

Palabras Clave: Energía, Energía Renovable No Convencional, ERCN, Eficiencia, Bomba como Turbina, PAT, Red de distribución de agua.

Tabla de contenido

	Página de aprobación	i
	Agradecimientos	iii
	Resumen.....	iv
1	Motivación.....	1
2	Introducción.....	5
3	Energía Hidroeléctrica.....	9
3.1	Generación hidroeléctrica en red de agua potable	11
4	Máquinas Hidráulicas.....	19
4.1	Turbomáquinas Hidráulicas	20
4.1.1	Bombas	21
4.1.2	Turbinas Hidráulicas	24
5	Instalación Hidráulica	29
5.1	Válvula Reguladora de Presión.....	30
5.2	Cavitación	33
6	Máquinas eléctricas rotativas y componentes de control	36
6.1	Máquinas eléctricas rotativas.....	36
6.1.1	Máquina eléctrica asíncrona	37
6.1.2	Máquina eléctrica síncrona	39
6.1.3	Máquina síncrona de imanes permanentes.....	41
6.2	Electrónica de Potencia.....	42
6.2.1	Variador de frecuencia	43
6.2.2	Variador de frecuencia Común	43
6.2.3	Variador de Frecuencia Regenerativo.....	44
6.2.4	Módulo de frenado	44
7	Bombas como Turbinas (PAT).....	45
7.1	Funcionamiento PAT	48
7.2	Ecuaciones de operación de una PAT	50

7.2.1	Principio de funcionamiento.....	50
7.2.2	Ecuación fundamental de Euler.	51
8	Metodología de selección.....	59
8.1	Selección PAT.....	63
8.2	Selección Generador	66
9	Caso de estudio	69
9.1	Evaluación del recurso	70
9.2	Selección de PAT.....	76
10	Ensayo Experimental	83
10.1	Banco de ensayo.....	83
10.2	Resultados y discusión.....	84
11	Conclusiones	95
12	Referencias	97

Capítulo 1

1 Motivación

La revolución industrial, la máquina a vapor y el carbón como combustible, tuvieron un fuerte impacto en la sociedad, provocando un gran desarrollo económico y tecnológico. El avance tecnológico implicó mejores condiciones de vida, reduciendo la mortandad, generando alzas de natalidad, mejorando las condiciones sanitarias y tantos otros aspectos del desarrollo social que causaron un fuerte crecimiento demográfico mundial, impulsando el crecimiento de las ciudades, y con ello, una mayor demanda de alimentos y servicios.

Con la invención del generador eléctrico y el desarrollo de la energía eléctrica se dio paso a una segunda revolución. La energía eléctrica dio la posibilidad de transportar energía de manera sencilla e inmediata, robusteciendo las industrias y las demandas energéticas de la población. En ambas revoluciones el carbón tuvo un rol fundamental, sin embargo, el desarrollo tecnológico integró nuevas fuentes de energía a través de recursos hídricos, combustibles fósiles, energía nuclear o biomasa.

En la década de los años 70, la crisis del petróleo y las repercusiones económicas por la dependencia del crudo, fueron el factor fundamental en el desarrollo de las *energías renovables* y la discusión sobre *eficiencia energética*. Actualmente el motor y razón de la importancia de las energías renovables y la eficiencia energética no son precisamente los motivos económicos sino la necesidad de frenar los efectos generados en el medio ambiente a causa de la polución de las aguas, de la tierra y del aire. Actualmente la presencia del petróleo y el carbón sigue teniendo una participación importante, una muestra de ello es el sector transporte, que representa 32 % [1], como muestra la Figura 1, donde en la demanda energética mundial, el transporte tiene

absoluta dependencia de los combustibles fósiles (Figura 2), los cuales son una de las principales fuentes de las emisiones de gases de efecto invernadero.

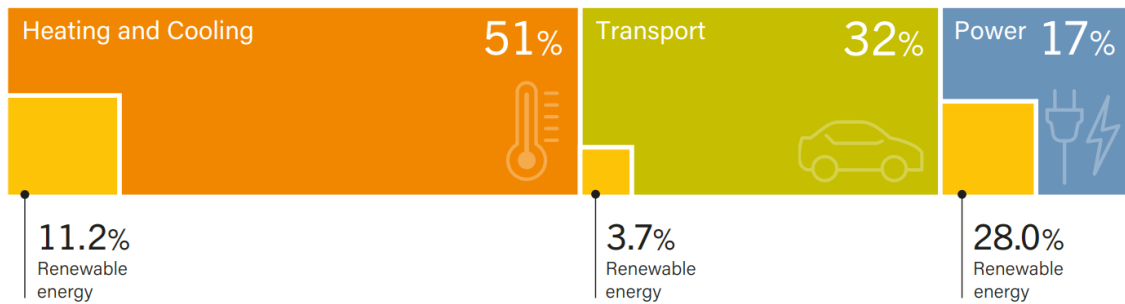


Figura 1. Energía renovable en el consumo total de energía final, por uso de energía final, 2019 [1].

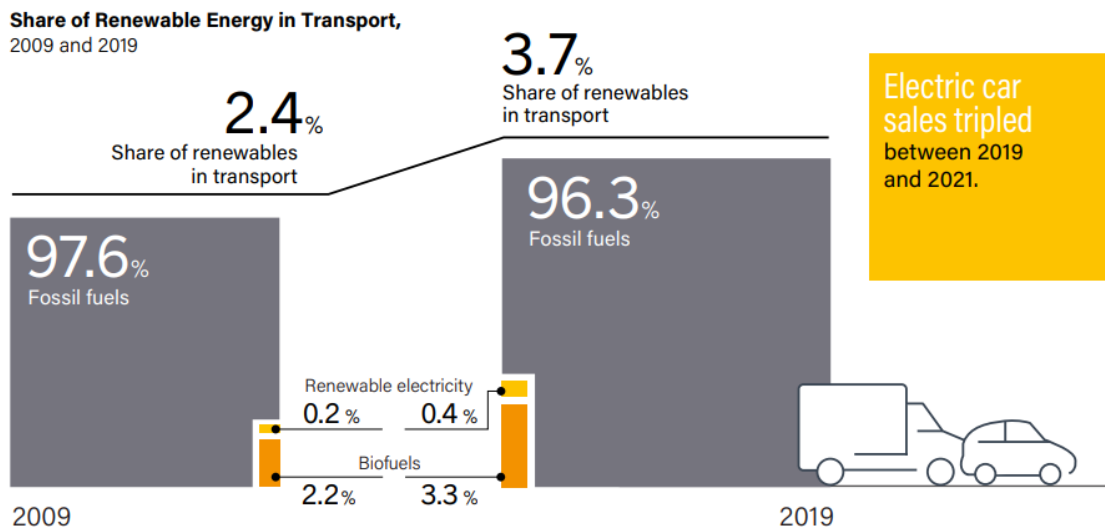


Figura 2. Participación de energías renovables en el transporte 2009-2019 [1].

Por ello, la industria automotriz ha realizado avances en el desarrollo de autos eléctricos, sin embargo, es necesario cuestionarse, ¿Cuáles son las fuentes de la generación de energía eléctrica ?. Solo el 28.3 % proviene de fuentes renovables, como se muestra en la Figura 3 y, por contra parte, el carbón es uno de los principales energéticos en la actualidad, presente en un 40 % de la generación eléctrica mundial [2].

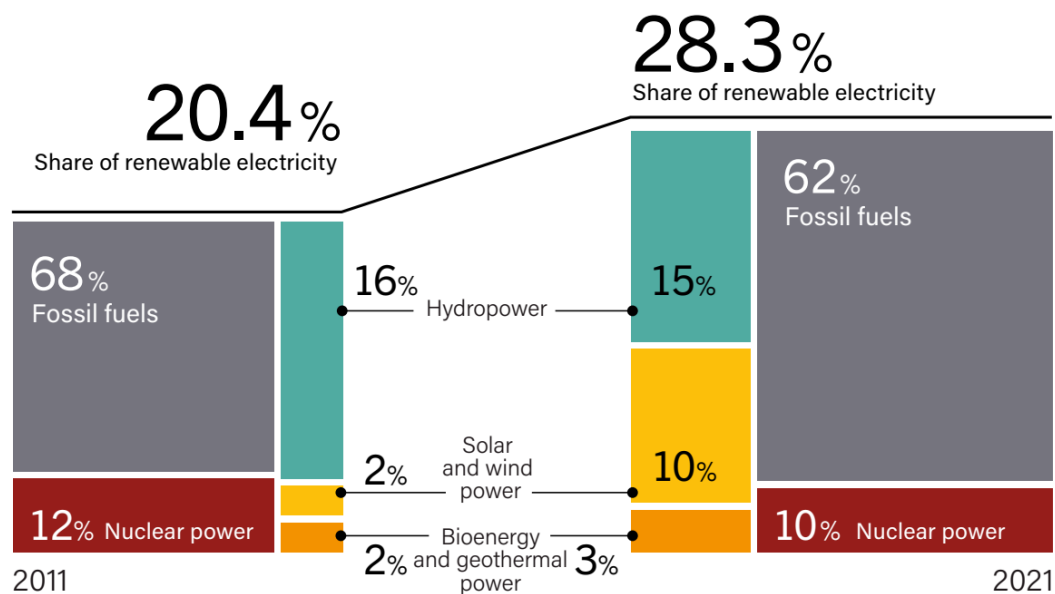


Figura 3. Participación de energías renovables en la generación de electricidad, 2011 y 2021 [1].

Actualmente no se concibe la idea de un mundo sin energía eléctrica, la cual es una energía limpia, y frente a mayores índices de desarrollo social su uso como energético es mayor. Por lo mismo el gobierno uruguayo en el año 2010 impulsa un plan incorporar al pliego tarifario una nueva tarifa eléctrica denominada tarifa de Consumo Básico Residencial (CBR). Esta tarifa tiene como principal finalidad promover el acceso regular y seguro a la energía eléctrica, facilitando la satisfacción de un consumo eléctrico básico y de primera necesidad [3]. La tarifa considera que el consumo básico residencial no supera los **230 kWh** mensual. En la actualidad la tarifa sigue vigente, sin embargo, solo para los clientes que ya cuentan con dicha tarifa. Desde el 1° de enero de 2022 no es posible adherirse a la tarifa.

En la actualidad, la demanda mundial de electricidad se recuperó fuertemente en el año 2021 desde sus niveles anteriores al COVID, creciendo un 6 %. Gran parte de este aumento se cubrió con una mayor generación de carbón [1]. Esto hace que sea de imperiosa necesidad continuar con el desarrollo de las energías renovables, como también reducir la demanda energética, mediante el uso consciente y mayores eficiencias energéticas.

Por la necesidad constante de generar nuevas formas de energía y aumentar la eficiencia energética en los procesos es que existe la motivación para el estudio

propuesto en este trabajo de tesis, donde la relación energía-agua, hacen que, a través de la recuperación de energía otorgada en el proceso de distribución de agua. El proceso de distribución busca abastecer los diferentes puntos de consumo que tiene una ciudad y a su población. A través de bombas se le cede energía al fluido para alcanzar las diferentes zonas de consumo, las cuales pueden encontrarse en zonas muy alejadas de la planta potabilizadora o pueden encontrarse en zonas muy elevadas, como lo son las zonas residenciales que se tienen en cerros o precordilleranas. Por ello, se le entregan grandes cantidades de energía al fluido, donde una vez alcanzado el punto de distribución de la zona o en zonas más cercanas o de menor cota. Los excesos de energía deben ser reducidos previo al consumo del usuario; estos excesos dan la posibilidad de generar energía eléctrica en la red de agua potable, mejorando así los índices de eficiencia energética del proceso.

Capítulo 2

2 Introducción

Desde los tiempos del imperio romano es que se tienen algunas de las primeras menciones del uso del agua como fuerza motriz en beneficio de las tareas de la población, mediante ruedas hidráulicas era posible transformar la energía cinética y potencial en fuerza motriz, de esta forma usar el flujo del agua en tareas como la molienda de granos y así abastecer a la población pero no fue hasta el siglo XIX, con la invención del generador eléctrico, que se dio paso a la generación hidroeléctrica, siendo en el 2021 un 15 % [1] de la generación eléctrica mundial. En el año 2021 la matriz de energía eléctrica mundial a base de recursos renovables alcanzó un 28,3 % [1], donde un 53 % se obtiene mediante recursos hídricos.

La energía hidroeléctrica se ha desarrollado ampliamente desde el siglo XX a hoy en día, donde China y Brasil son los países con mayor capacidad instalada, 352 *GW* y 104 *GW* respectivamente [4]. China y Brasil cuentan con abundantes recursos hídricos y poseen las centrales de mayor porte de generación de Energía Renovable convencional (*ER*), Tres gargantas en China de 22.500 *MW* e Itaipú, central binacional entre Brasil y Paraguay, 11.400 *MW* [5]. Por su parte, Uruguay, a partir de los años 80 del siglo pasado, ha explotado gran parte del recurso hidroeléctrico de gran escala con la adición de las Represas de Palmar en el Río Negro y la Represa de Salto Grande en el Río Uruguay [6], las que se sumaron a las Represas de Rincón del Bonete y Baygorria, ambas en el Río Negro, totalizando una potencia instalada de 1.538 *MW*. A pesar de que en los años recientes se han realizado algunos estudios a nivel de anteproyecto para instalar nuevas centrales hidroeléctricas, ninguno se ha concretado.

El hecho de que los recursos hidroeléctricos convencionales en el mundo estén mayoritariamente ya explotados genera la necesidad de introducir nuevas tecnologías y aumentar la generación renovable hidroeléctrica. Nuevamente China destaca por su potencia instalada hídrica a base de Energías Renovables No Convencionales (*ERNC*) mediante centrales hidroeléctricas de almacenamiento por bombeo (*PSH*; por sus siglas en inglés, Pumped-Storage Hydropower). China cuenta con la mayor potencia instalada a nivel mundial con **30 GW**. En la región destaca Argentina, con una potencia instalada de **974 MW**, lo que representa un **8,6 %** de su potencia hídrica instalada [4]. Luego sigue Brasil con **30 MW**, siendo estos dos países los únicos países de Sudamérica con centrales *PSH*.

La generación hidroeléctrica mediante *PSH* trajo consigo la utilización de Bombas funcionando como Turbina. En 1930, se construyó en Estados Unidos *Connecticut Light and Power Company Plant* y en 1949, *Colorado River Authority Plant*, las cuales utilizaron independientemente el uso de bombas y de bombas-turbinas, para su funcionamiento. Ambas centrales son mencionadas por Stepanoff [7], autor que desarrolla relaciones para una misma bomba en modo bomba y turbina, donde la eficiencia y velocidad de rotación de una bomba en modo turbina se ven reducida. También indica que, al usar una misma máquina para operar en ambos modos, esta trabajaría a dos velocidades distintas. A partir de Stepanoff, el estudio del uso de bombas como turbinas (*PAT*; por sus siglas en inglés, *Pump As Turbine*) se ha revisado por diferentes autores, ampliamente justificado por el desconocimiento de las curvas de funcionamiento de las bombas funcionando como turbina, razón por cual se ve la necesidad de caracterizar el funcionamiento de las *PAT*.

Hoy en día las *PSH* se presentan como una *ERNC* la cual permite una sinergia a las energías de flujo, como son la energía eólica o solar, otorgando la posibilidad de almacenar energía en momentos de baja demanda eléctrica, mediante el bombeo aguas arriba a un reservorio para ser turbinado según necesidad. Actualmente Alemania está en proceso de construcción de 10 centrales de este tipo [8].

En la necesidad de adicionar potencia eléctrica al sistema, buscando aumentar la eficiencia energética de los procesos y como una *ERNC* emergente es que se plantea la recuperación de energía en los sistemas de distribución de agua potable. Los sistemas de distribución de agua potable consumen grandes cantidades de energía, existiendo una directa relación entre los volúmenes de agua y la energía necesaria para

su transporte. La demanda de agua potable es variable en el tiempo, requiriendo alzas de presión en las líneas de agua con el fin de garantizar el suministro en los horarios que existe una alta demanda de la población, servicios e industria.

El transporte de agua potable, desde la planta de potabilización hacia las ciudades, se realiza por un sistema de distribución ramificado en un conjunto de Líneas de Bombeo que cuentan con estaciones de bombeo o de recalque. Estas estaciones están provistas de instalaciones hidro-electromecánicas para alcanzar las presiones de transporte necesarias. Es en estas instalaciones donde la energía eléctrica es requerida para cederle energía al fluido a través de bombas. A su vez, el sistema de distribución utiliza Válvulas Reguladoras de Presión (*VRP*) con el propósito de garantizar que la presión de agua esté dentro de los parámetros de diseño y así reducir los excesos de presión que puedan existir en la red, disipando parte de la energía contenida en el fluido. Las altas presiones que se tienen en la red pueden ocasionar fallas y roturas en las líneas de agua potable, generando pérdidas que muchas veces son posibles de apreciar en la vía pública. Las roturas generan pérdidas de carga en la línea, por ende, la red recarga al sistema de bombeo provocando un mayor consumo eléctrico para energizar las bombas, reduciendo la eficiencia energética del proceso y vertiendo grandes cantidades de agua al ambiente.

Por lo antes mencionado se plantea la utilización de PATs en reemplazo de las VRP con el objetivo de recuperar la energía disipada en las válvulas, otorgando la posibilidad de tener una micro generación distribuida y aumentando la eficiencia energética del proceso.

La Bomba al operar en sentido inverso actúa como Turbina y en conjunto a un motor eléctrico que, al tener su eje conectado al eje de la bomba, oficia de generador. De esta forma se puede generar energía eléctrica mediante la energía que se disipa en la VRP con elementos comunes a conseguir en el mercado. De esta forma se otorga al sistema:

- Aumento de la eficiencia energética.
- Reducción de demanda inicial de energía eléctrica, al reducir las fugas en el sistema.
- Micro generación hidráulica distribuida.

Cabe mencionar que el uso de una PAT, por sobre una turbina convencional, tiene ventajas como el bajo costo de adquisición y de mantenimiento comparados con los de una turbina para desempeñarse en las condiciones de la línea de red de agua potable. Los costos se ven reducidos dada la amplia gama de fabricantes de bombas y el conocimiento que se tiene de las mismas, a diferencia del uso de turbinas que son de un costo de adquisición elevado, como también su mantenimiento y muy posiblemente se tenga que diseñar una turbina específica para las diferentes condiciones que se pueden encontrar en los puntos donde hoy funciona una VRP.

La fabricación en serie de bombas, para diferentes saltos y caudales hacen de su uso un opción real y viable. Y ante una eventual falla su reemplazo es de bajo costo, rápido y de menor impacto que el caso de una turbina.

Como principal desventaja se tiene que las PAT no cuentan con elementos que permitan la regulación del flujo, como si es el caso de las turbinas y de esta forma compensar la variación de presión y caudal que puedan existir en el sistema.

Capítulo 3

3 Energía Hidroeléctrica

Previo al estudio del funcionamiento de las PAT, es preciso conocer algunos aspectos de la generación hidroeléctrica convencional. La energía hidroeléctrica volcada a la red es obtenida mediante el aprovechamiento de la energía hidráulica que posee un fluido. La energía hidráulica compuesta por; la energía potencial gravitatoria dada por la altura geométrica a la que se encuentra el fluido según un plano de referencia, la energía de presión que ejerce la masa de agua y la energía cinética según a la velocidad que este posea, son cedidas al ser turbinado el fluido. Los tres tipos de energías antes mencionadas son representadas en la ecuación (1) como potencia hidráulica entregada a una turbina.

La potencia hidráulica se puede expresar según la ecuación (1).

$$P_h = \rho \cdot g \cdot H_n \cdot Q \quad (1)$$

Donde:

- P_h : Potencia hidráulica [W]
- ρ : Densidad del agua [kg/m^3]
- g : Aceleración de gravedad [m/s^2]
- H_n : Altura neta [m]
- Q : Caudal [m^3/s]

En una instalación convencional, la potencia hidráulica se transmite al rotor de la turbina, actuando esta sobre el eje del generador para la generación de energía eléctrica. De esta manera se está cumpliendo con el principio de conservación, donde la potencia hidráulica es transmitida inicialmente como potencia mecánica y finalmente como potencia eléctrica. Sin embargo, la potencia eléctrica no está

únicamente sujeta a la potencia hidráulica disponible, sino también a al rendimiento de la turbina y el rendimiento del generador. La potencia hidroeléctrica se puede expresar según la ecuación (2).

$$P_e = P_h \cdot \eta_t \cdot \eta_g \quad (2)$$

Donde:

- P_e : Potencia hidroeléctrica [W]
- P_h : Potencia hidráulica [W]
- η_t : Rendimiento turbina [–]
- η_g : Rendimiento generador [–]

Considerando los dos parámetros fundamentales por los cuales se ve sujeta la potencia hidroeléctrica, salto y caudal, se tienen diferentes tipos de generación hidroeléctrica, de gran y pequeño porte, según sus características estructurales, la potencia instalada o según su salto de diseño.

Constructivamente se tienen tres grandes tipos de familias; centrales de embalse, centrales de pasada y centrales de bombeo.

- Las centrales de embalse acumulan grandes volúmenes de agua mediante la construcción de represas. En ellas es posible trabajar con diferentes caudales según necesidad, a su vez, el reservorio de agua permite tener potencia firme e inmediata.
- Las centrales de pasada, como su nombre lo dicen, el agua es conducida artificial o naturalmente hasta las turbinas, continuando aguas abajo su curso natural. En estas centrales no se tiene capacidad de acumulación, ni posibilidad de regular el caudal turbinado.
- Finalmente, las centrales de bombeo (PSH), utilizan el concepto de central embalse bombeando agua de zonas de baja altura hacia un reservorio ubicado en una cota más elevada, para posteriormente utilizar esa diferencia de altura para turbinar el agua.

Aun no existe un consenso para determinar la clasificación según potencia instalada, las que se muestran en la Tabla 1. Estas categorías son propuestas por la ONUDI (Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial) . La clasificación según salto de diseño se observa en la Tabla 2. Centrales según Salto.

Categoría	Potencia [<i>kW</i>]
Pico – Central	0 a 5
Micro – Central	5 a 50
Mini – Central	50 a 500
Pequeña Central	500 a 30.000
Mediana Central	30.000 a 50.000
Gran Central	> 50.000

Tabla 1. Centrales según Potencia.

Categoría	Salto [<i>m</i>]
Baja caída	2 a 30
Media caída	30 a 100
Alta caída	> 100

Tabla 2. Centrales según Salto.

3.1 Generación hidroeléctrica en red de agua potable

La red de agua potable del Uruguay, como la de muchos otros países, se inicia con la toma de agua desde las centrales potabilización, proceso que normalmente se realiza alejado de las ciudades y de sus áreas de consumo. Para abarcar las grandes distancias que recorre el agua antes de abastecer a la población, el agua es presurizada en las centrales y durante el recorrido. Para tener una dimensión de las distancias, Montevideo y gran parte del departamento de Canelones se abastece del agua potabilizada en la Planta de Aguas Corrientes, ubicada a orillas del río Santa Lucía en el departamento de Canelones, la cual se encuentra a **56 km** de Montevideo. La planta abastece en total a una población de 1.700.000 habitantes [9]. Como se mencionó en el Capítulo 1.Motivación, el proceso de distribución busca abastecer los diferentes

puntos de consumo que tiene una ciudad y a su población. A través de bombas se le cede energía al fluido para alcanzar las diferentes zonas de consumo, las cuales pueden encontrarse en zonas muy alejadas de la planta potabilizadora o pueden encontrarse en zonas muy altas, como lo son las zonas residenciales en cotas elevadas. Por ello, se le entregan grandes cantidades de energía al fluido, donde una vez alcanzado el punto de distribución de la zona o en zonas de menor cota, los excesos de energía deben ser reducidos previo al consumo del usuario. Es por ello que, debido a las altas presiones de distribución que se tienen en las líneas y para garantizar el correcto funcionamiento de la red según las condiciones de diseño, las líneas de agua potable realizan la reducción de presión mediante Válvulas Reguladoras de Presión, disipando en ellas el exceso de energía que pueda contener el fluido.

Las presiones son variables según la demanda, las cuales se pueden predecir mediante históricos de despacho y consumo. A su vez, existen factores externos a la demanda, como es el caso de las fugas en el sistema, estas generan bajas de presión por lo cual el sistema de bombeo debe aumentar las presiones de trabajo para garantizar el suministro. Por estas razones, la energía disipada en las VRP y las fugas en el sistema hacen que la generación hidroeléctrica mediante el uso de Bombas como Turbinas en reemplazo de las válvulas reguladoras de presión sea una atractiva forma de micro generación, fomentando la eficiencia energética al recuperar energía, la generación distribuida y reduciendo las probabilidades de roturas y pérdidas de agua no contabilizada.

El estudio de la instalación de PAT en reemplazo de VRP se ha realizado en diferentes lugares como Italia, España, Chile y otros países.

En el sur de Italia, se estudia la instalación de una PAT para recuperar la energía disipada en la VRP en una ciudad de 50.000 habitantes y abastecida por un embalse único (los autores omiten el nombre de la ciudad por razones de confidencialidad) [10]. El estudio contempla la generación de energía, el análisis económico de los costos de las utilidades y también, sus beneficios en términos de contaminación ambiental.

La VRP está instalada en la entrada de la localidad, como se observa en rojo en la Figura 4, la cual se reemplazaría por la PAT. En la Figura 5 y Figura 6 se observa la caracterización del recurso. De las 16hs a las 5hs se tiene un salto disponible de **90 m**

(noche) y durante las 5hs a las 16hs un salto útil de 80 m (día). El estudio define como punto de operación el salto de 80 m y un caudal medio $636,5\text{ m}^3/\text{h}$.



Figura 4. Red de distribución sur de Italia [10].

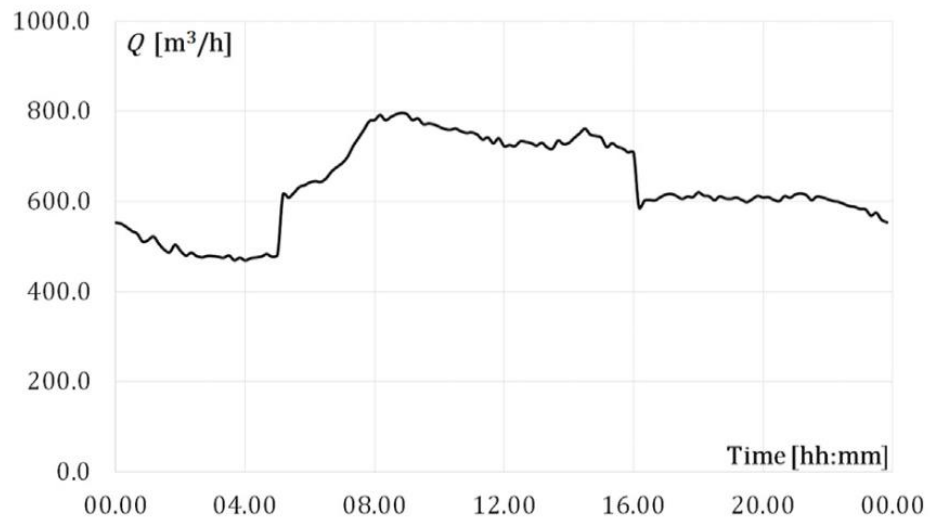


Figura 5. Caracterización del recurso - Caudal de consumo respecto a las horas del día [10].

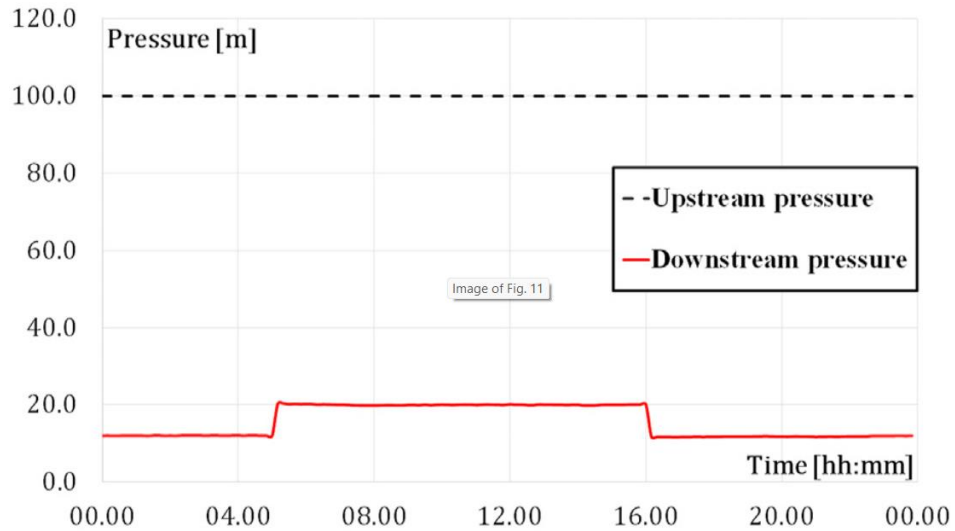


Figura 6. Caracterización del recurso - Salto aguas arriba (línea negra punteada) y Salto aguas abajo (línea continua roja) de consumo respecto a las horas del día [10].

El estudio muestra que es posible generar al día 2.241 kWh , donde el recurso tiene una energía disponible diaria de 3.520 kWh , es decir un 64 % de la energía total disponible. Se estima que al año se pueden generar 818.028 kWh y los ingresos anuales por la energía producida son de 127.612 € (euros) considerando un precio de venta de referencia fijado por el Gestor de Energía Italiano (GSE) en 2019 [10]. En la Tabla 3 se observan la totalidad de los costos de la instalación.

Ítem	Costo (euros)
PAT	13.000
Equipos y componentes hidráulicos	181.760
Electrónica/SCADA	21.738
Obra Civil	29.150
Ingeniería	17.247
Total	262.895

Tabla 3. Costos PAT Italia. Adaptación [10].

El sistema de PAT puede contribuir en una reducción de emisiones de CO_2 , siendo el caso de estudio, 327 toneladas de CO_2 al año [10]. En la Tabla 4, se muestran

los índices económicos, donde se observa que la inversión se amortiza en menos de 2 años.

Indicador	Valor considerando conceptos económicos	Valor considerando conceptos económicos y medioambientales
Amortización	1,93 años	1,32 años
ROI	49 %	73 %
B/C	4.4	7
TIR	19.29 %	31.02 %

Tabla 4. Indicadores Económicos. Adaptación [10].

En España se tienen al menos 3 centrales instaladas en la red de suministro de agua potable; la central El Malecón en Murcia y dos centrales en Granada; la central Conejeras y Cartuja en Granada [11]. A continuación, se detalla una de ellas, la central de micro hidráulica El Malecón.

En la ciudad de Murcia se encuentra la central de micro hidráulica El Malecón, la central se encuentra a las afuera de la ciudad de Murcia en una de las tres líneas de distribución procedentes de los depósitos de agua de la Mancomunidad de Canales del Taibilla de Espinardo. La central responde a la variabilidad de la demanda y alcanza un caudal superior a $1.000 \text{ m}^3/\text{h}$, con saltos entre 20 a 40 m [11].

El sistema diseñado cuenta con dos PAT de potencias máximas de 45 y 75 kW, operando en paralelo y una VRP instalada en una línea de By-pass destinada a asegurar la presión aguas abajo de la central de energía cuando los PAT no están funcionando. Sin embargo, mientras están en funcionamiento, los niveles de presión están completamente definidos por las curvas características ya que no se colocó ninguna PRV en serie con el PAT.

El uso de dos PAT y un by-pass atiende la posibilidad de cambiar su configuración según las diferentes condiciones del recurso, permitiendo maximizar la energía producida. El flujo de agua podría pasar a través de solo una PAT, o podría dividirse entre los dos PAT y el By-pass. La central está regulada electrónicamente a través de una conexión remota con estación de control en Murcia. Sus respectivos

valores de caudal y altura se eligen para optimizar la energía generada, asegurando una presión fija aguas abajo [11].

En la Figura 7 y Figura 8 se observa el esquema proyectado de la central y la central ya instalada en sitio respectivamente.

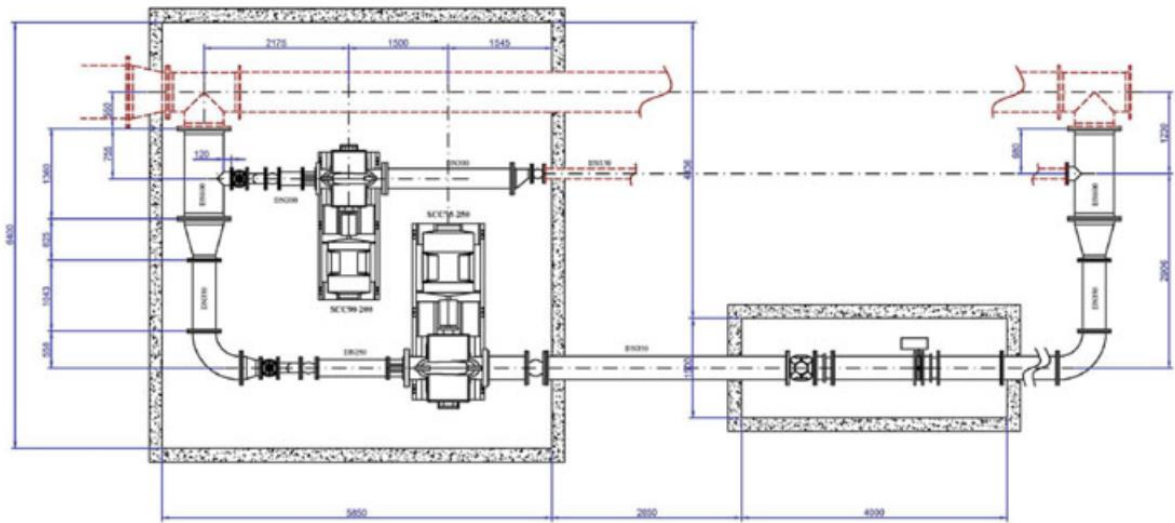


Figura 7. Proyección de Central Malecón [11]



Figura 8. Central Malecón [11]

En la Figura 9 y Figura 10 se observa la variabilidad del recurso de caudal y salto, respectivamente. En la Figura 11 se observa los horarios en que funcionan la central con cada una de sus PATs a lo largo de un día.

En la Tabla 5 se observan los costos para la realización de la central eléctrica, considerando una producción de energía promedio de 600 MWh por año, donde se asume un período de amortización de 5 a 6 años.

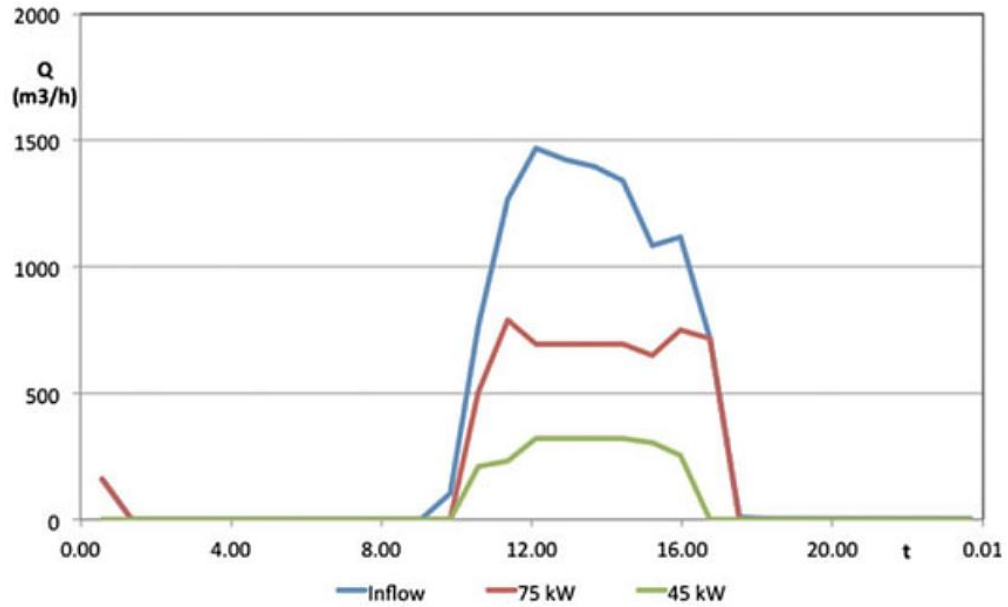


Figura 9. Caudal de consumo Malecón [11].

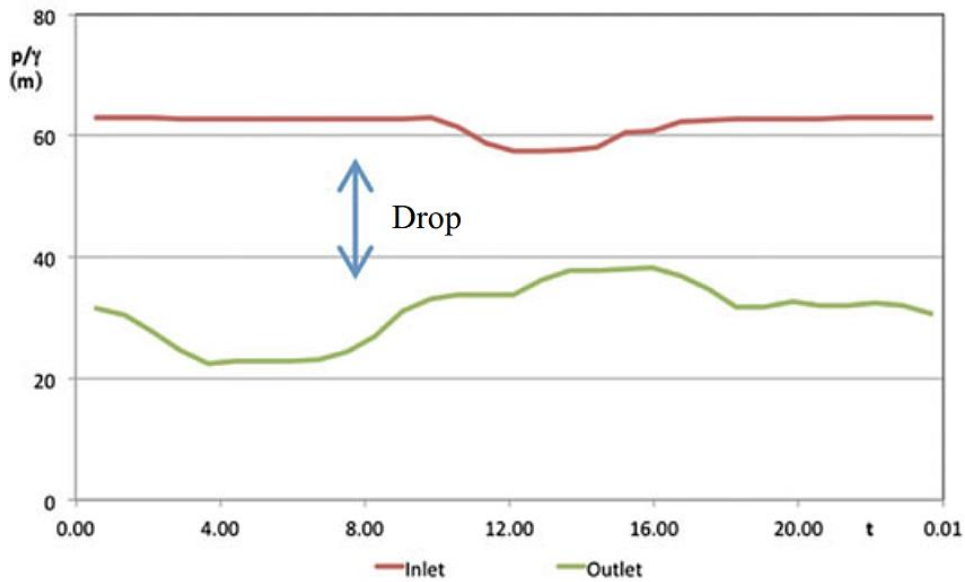


Figura 10. Salto Malecón [11].

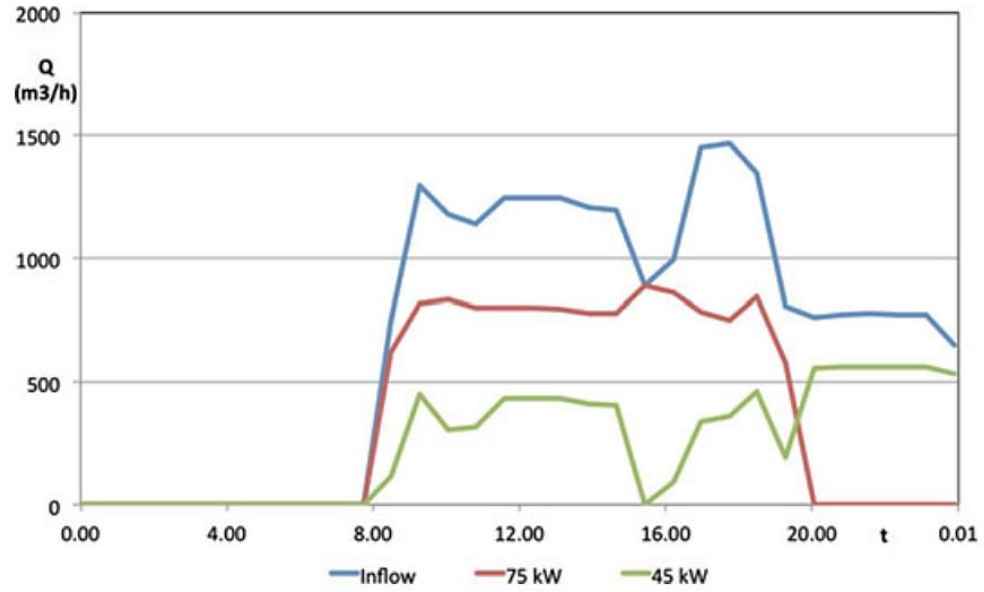


Figura 11. Horario Funcionamiento PATs Malecón [11].

Ítem	Costo (euros)
PAT	61.253
Unidad de control	54.325
Costos de planificación	16.852
Obra Civil	19.350
Equipos Hidráulicos	31.056
Conexión Eléctrica (20m)	6.176
Costos administrativos	6.751
Otros	23.475
TOTAL	219.250

Tabla 5. Costos de instalación Malecón. Adaptación [11].

Capítulo 4

4 Máquinas Hidráulicas

Una máquina hidráulica es descrita por Heras Jiménez (2011) [12] como una máquina de fluido, las cuales son un sistema mecánico que intercambia energía con el fluido que está contenido o que circula a través de ella. Las máquinas hidráulicas se pueden clasificar según:

- Compresibilidad del fluido.
- Principio de funcionamiento
- Sentido de transmisión de la energía entre el fluido y la máquina.

Mataix (1986) [13] en el libro, *Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas*, describe que la compresibilidad del fluido determina si la máquina de fluido es una máquina hidráulica o térmica. En una máquina hidráulica existe un intercambio entre energía del fluido y energía mecánica, sin variar sensiblemente su densidad, teniendo el fluido un comportamiento incompresible con viscosidad constante. Una máquina térmica intercambia energía con el fluido y en el proceso varía su densidad y volumen específico, teniendo un comportamiento compresible.

El principio de funcionamiento puede clasificar a las máquinas hidráulicas en; *Turbomáquinas, Máquinas de desplazamiento positivo o Gravimétricas* [13].

- Las turbomáquinas tienen como componente principal el rotor, elemento en el cual se realiza la transferencia de energía en un constante movimiento rotativo, basado en la Ecuación de Euler.

- Las máquinas de desplazamiento positivo o volumétricas intercambian energía por la variación de volumen como energía de presión, pudiendo tener movimiento rotativo o alternativo, despreciándose los cambios de velocidad en el fluido.
- Las máquinas gravimétricas son aquellas donde se transfiere principalmente la energía potencial como lo es el tornillo de Arquímedes o las ruedas hidráulicas clásicas.

Considerando que el estudio tiene como fluido de trabajo el agua en su fase líquida, el presente capítulo tratará únicamente de turbomáquinas, específicamente las turbobombas. Las turbomáquinas presentan el funcionamiento ideal para el estudio, donde se produce un intercambio de energía en forma de cantidad de movimiento entre el fluido y la máquina a través del rotor.

Heras Jiménez (2011) presenta qué, según el sentido de transmisión de la energía entre el fluido y la máquina, las turbomáquinas hidráulicas pueden ser motoras o generadoras, es decir, Bombas o Turbinas. En el presente apartado también se mencionan las máquinas eléctricas que entregan/reciben la energía mecánica mientras consumen/generan la energía eléctrica.

4.1 Turbomáquinas Hidráulicas

En las turbomáquinas, como se mencionó anteriormente, su principal componente es el rotor, elemento en el cual se realiza la transferencia de energía en un constante movimiento rotativo. Las turbomáquinas pueden clasificarse según la dirección del flujo en el rotor, siendo; Radiales, Axiales o Mixtas (Mataix,1986).

En las máquinas radiales la velocidad de la partícula presenta únicamente una componente radial y tangencial según su eje de rotación, teniendo una dirección en un plano perpendicular al eje (Figura 12 (a)). Comúnmente son también llamadas máquinas centrífugas o centrípetas, según el sentido del movimiento. Siendo las bombas centrífugas aquellas máquinas hidráulicas radiales más conocidas.

En las máquinas axiales, la velocidad de la partícula presenta únicamente una componente axial y tangencial según su eje de rotación, teniendo una dirección del fluido paralelo al eje de rotación (Figura 12 (b)). Los efectos de fuerza centrífuga son nulos. Dentro de esta categoría están las bombas axiales y las turbinas Kaplan.

En las máquinas de flujo mixto, la velocidad de la partícula presenta componentes radial y axial (además de tangencial) generando una trayectoria de hélice cónica en el rotor (Figura 12 (c)). La turbina Francis es quizás la máquina hidráulica de flujo mixto más conocida.

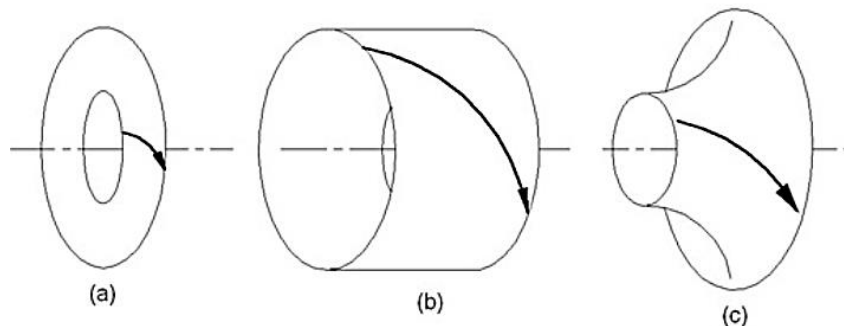


Figura 12. Trayectoria de la partícula según dirección (a) Radial, (b) Axial y (c) Mixta [13].

4.1.1 Bombas

Las bombas son turbomáquinas motoras, las cuales a través de un motor (típicamente eléctrico) transfieren energía al fluido aumentando su energía hidráulica.

Bombas Rotodinámicas

Las Bombas rotodinámicas reciben su nombre debido a su movimiento, el cual es siempre rotativo, donde la dinámica del flujo es relevante en la transmisión de la energía (Mataix,1986). Estas se clasifican según:

- Dirección del flujo: Radial, axial o mixto (Figura 12).
- Posición del eje: Bombas de eje horizontal, vertical o inclinado.
- Presión (o carga): Bombas de baja, media o alta presión (o carga).
- Número de flujos en la bomba: Simple o doble aspiración.
- Número de rotores: Uno o varios rotores en serie.

Una de las clasificaciones de las bombas rotodinámicas que muestra el gran aspecto de servicio de estas máquinas, es la clasificación según su carga. Estas bombas pueden cubrir innumerables combinaciones de carga y caudal, trabajando a diferentes velocidades de rotación y variando la geometría del rotor. El rotor va tomando diferentes formas para adaptarse a diferentes combinaciones de caudales y alturas para continuar teniendo un rendimiento óptimo.

- Las bombas de gran carga y bajo caudal son principalmente radiales, teniendo una baja velocidad específica.
- Las bombas de baja carga y gran caudal son principalmente axiales, teniendo una alta velocidad específica.
- Las bombas flujo mixto (heliocentrífugo) teniendo valores medios de carga y caudal y, a su vez, teniendo una velocidad específica media.

En la Figura 13 se observa un esquema de como varia el rotor según la relación de Carga y Caudal para una misma potencia, se observa en corte los rotores y cómo van adaptando su geometría otorgando así, cambios en el sentido del flujo del fluido, siendo (a) y (b) rotores radiales, de (c) a (f) de flujo mixto y (g) puramente axial.

En la Tabla 6, donde se muestra un cuadro se vinculan los aspectos de la dirección del flujo y los valores de velocidad específica característicos para cada tipo de rotor.

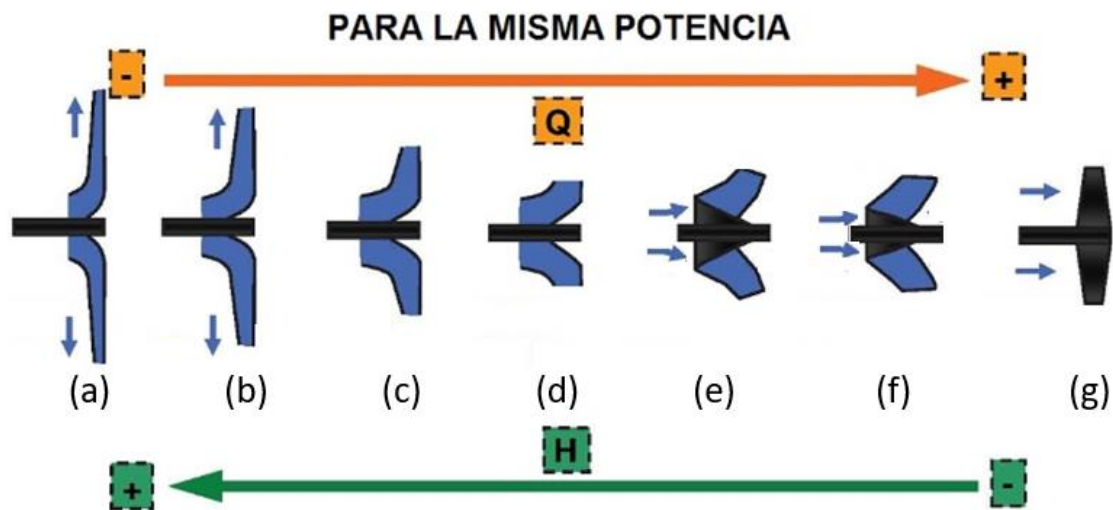


Figura 13. Esquema de rotor según carga y caudal – Adaptación – [14].


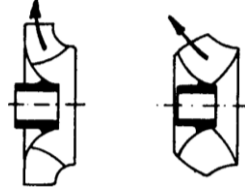
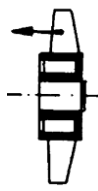
	Dirección de flujo		
	Radial	Mixto	Axial
Rotor			
Velocidad específica (n_{sb})	10-50	50-150	150-320
Carga máxima (etapa simple)	~200m	~36m	~15m
Comentario	Alta carga – Bajo caudal	Carga y caudal medio	Baja carga – Alto caudal

Tabla 6. Descripción general de los diseños básicos de rotores de bombas – n_{sb} ($rpm.m^3/s, m$). Adaptación de Chapallaz [15].

Son de interés para el estudio las bombas radiales o bombas centrífugas.

Bombas centrífugas horizontales

Son equipos que tienen el eje de transmisión de la bomba en forma horizontal con la ventaja de poder ser instaladas en un lugar distinto de la fuente de abastecimiento, lo cual permite ubicarlas en lugares secos, protegidos de inundaciones, ventilados, de fácil acceso, etc. Este tipo de bomba es posible emplear en cisternas, fuentes superficiales y embalses. Por su facilidad de operación y mantenimiento es apropiado para el medio rural. Su bajo costo de operación y mantenimiento es una ventaja adicional (Guía para el diseño de estaciones de bombeo de agua potable de la Organización Panamericana de la Salud, 2005) [16].

Se pueden clasificar, de acuerdo con la posición del eje de la bomba con respecto al nivel del agua en la cisterna de bombeo, en bombas de succión positiva (inundada) si el eje de la bomba se encuentra por encima de la superficie libre del tanque se succión y bombas de succión negativa (aspirada) en caso contrario.

La mayor desventaja que presentan estas bombas es la limitación en la carga de succión, ya que el valor máximo teórico que alcanza es el de la presión atmosférica del lugar (10,33 m a nivel del mar), sin embargo, a medida que la altura de succión

aumenta y se acerca a los valores admisibles la bomba experimenta el fenómeno de cavitación, ver punto 5.2

Bombas Monobloc

Son equipos sencillos que forman un conjunto compacto con su electromotor. Tienen una caja compacta integral, en los tamaños pequeños, y/o partida verticalmente en los de gran tamaño. La succión es axial y la descarga tangencial. Los modelos pequeños tienen conexión de succión y descarga roscada y los modelos más grandes, a bridas [16], en la Figura 14, se observa una unidad de bomba centrífuga.



Figura 14. Bomba Centrífuga Horizontal (Monoblock).

4.1.2 Turbinas Hidráulicas

Las turbinas hidráulicas son turbomáquinas generadoras las cuales toman la energía hidráulica para accionar el rotor de la turbina el cual transforma la energía del fluido en energía mecánica en un eje en rotación, que puede estar acoplado a un generador eléctrico.

Del texto de White (2004) [17] se extrae; las turbinas hidráulicas se clasifican en: turbinas de acción y turbinas de reacción. En una turbina de acción o impulso, la presión ejercida por el fluido no varía en los álabes, su rotor no se encuentra inundado y generalmente se encuentra a presión atmosférica, presentando una variación significativa de las velocidades del flujo entre la entrada y la salida. En cambio, en las turbinas de reacción el rotor está completamente inundado, con el fluido variando la

presión en el recorrido por los álabes, bajo presiones mayores y menores a la presión atmosférica, con escasa o nula variación de las velocidades del flujo entre la entrada y la salida.

En la Tabla 7, se presentan algunas características de las principales turbinas, donde en la Figura 15 y Figura 16, se pueden observar gráficamente los rangos de trabajo de estas.

Turbina	Salto Neto [m]	Velocidad específica [n_s]	Acción o Reacción
Pelton	100 – 2.000	< 32	Acción
Francis	30- 500	$32 < n_s < 450$	Reacción
Kaplan	5 – 75	> 450	Reacción

Tabla 7. Turbinas según Altura Neta. n_s (CV,m,rpm).

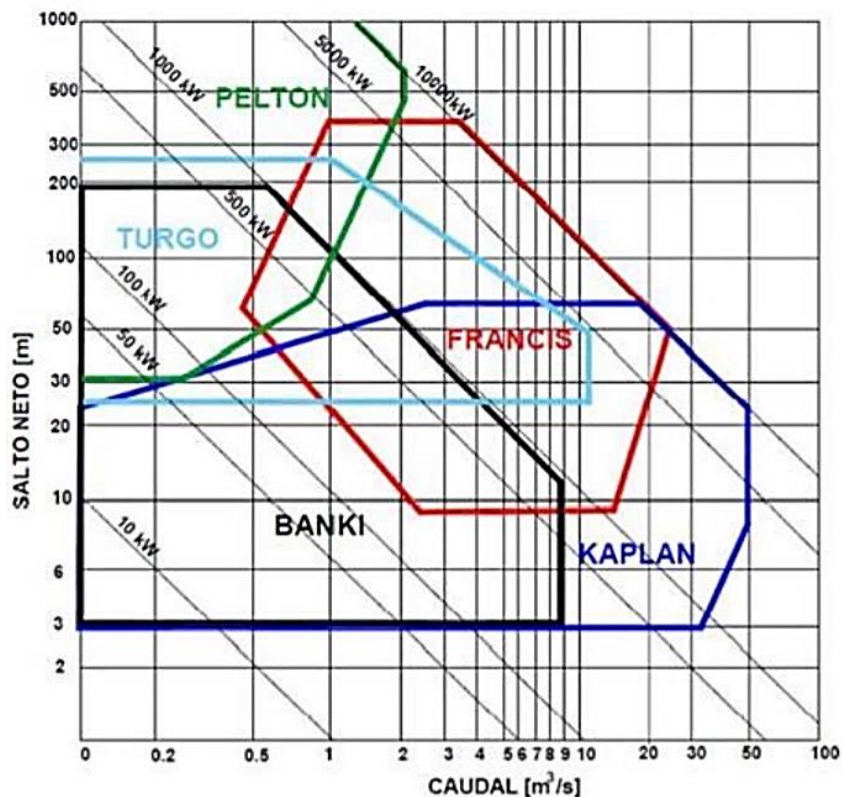


Figura 15. Diagrama Turbinas Salto- Caudal [18]

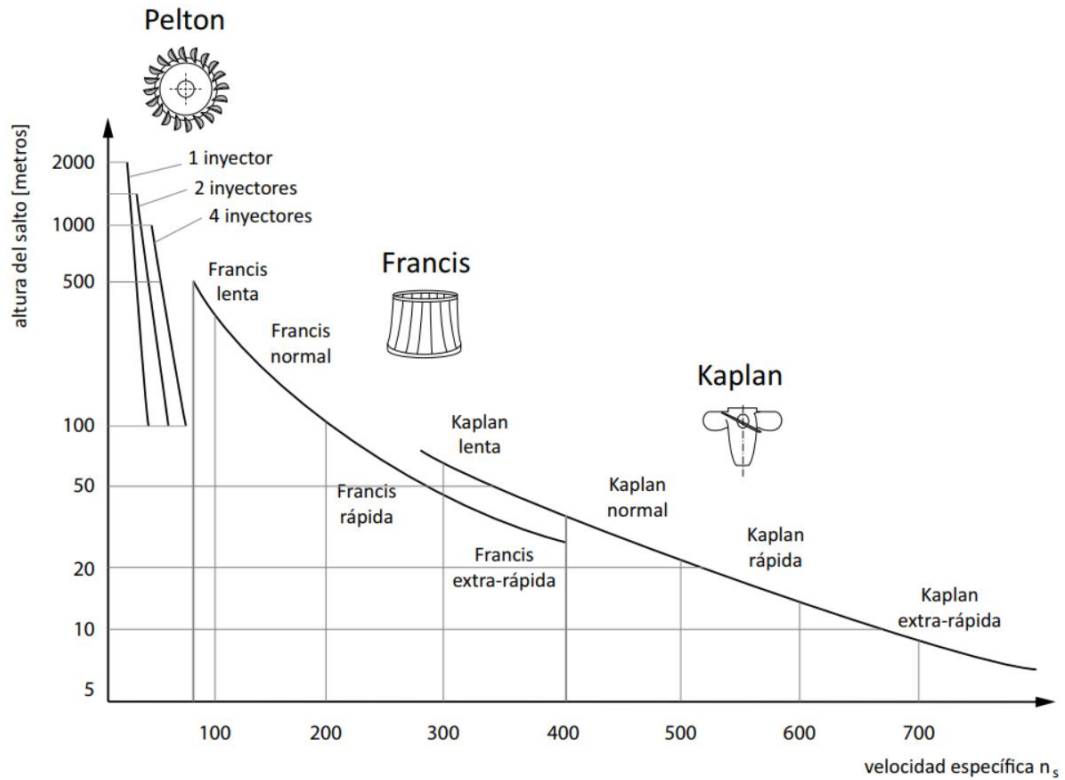


Figura 16. Diagrama Altura-Velocidad específica n_s [19].

Turbinas de Acción

En las turbinas de acción no se produce variación de presión estática a través del rotor, por lo que el fluido no precisa llenar todo el espacio entre álabes, como se muestra en la Figura 17 para un caso particular. Toda la caída de presión estática se sitúa en la tobera del inyector y el agua sólo incide sobre los sucesivos álabes en forma de uno o varios chorros discretos con gran energía cinética. Presentan algunos elementos característicos como son la válvula de aguja del inyector para regular el caudal, el deflector para desviar el chorro si la carga disminuye rápidamente, y un contra chorro para frenar la turbina rápidamente cuando sea preciso (Zamora y Viedma, 2016) [20].

Este tipo de turbina carece de difusor por lo que se denominan también de escape libre. Por la forma de incidir el chorro de agua sobre el rotor, en algunos textos reciben igualmente la denominación de tangenciales [20]. La turbina Pelton es la turbina de acción más característica.

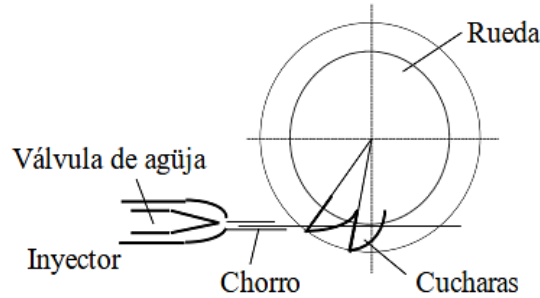


Figura 17. Esquema Simplificado Turbina Acción (Pelton) [20].

Turbinas de Reacción

Las turbinas de reacción son máquinas donde el flujo entra por la sección de mayor tamaño y descargando a través del ojo luego de ceder gran parte de su energía al rotor, donde se produce una caída de presión. Los diseños de turbinas de reacción pueden ser de flujo radial, heliocentrífugo (flujo mixto) y axial, como se observa en la Figura 18 (White, 2014). Los diseños radiales o de flujo mixto son conocidos como Turbinas Francis, para cargas media y bajo caudal. Para bajas cargas y gran caudal, los diseños responden a un flujo puramente axial. La turbina puede ser de palas fijas o ajustables, tipo Kaplan.

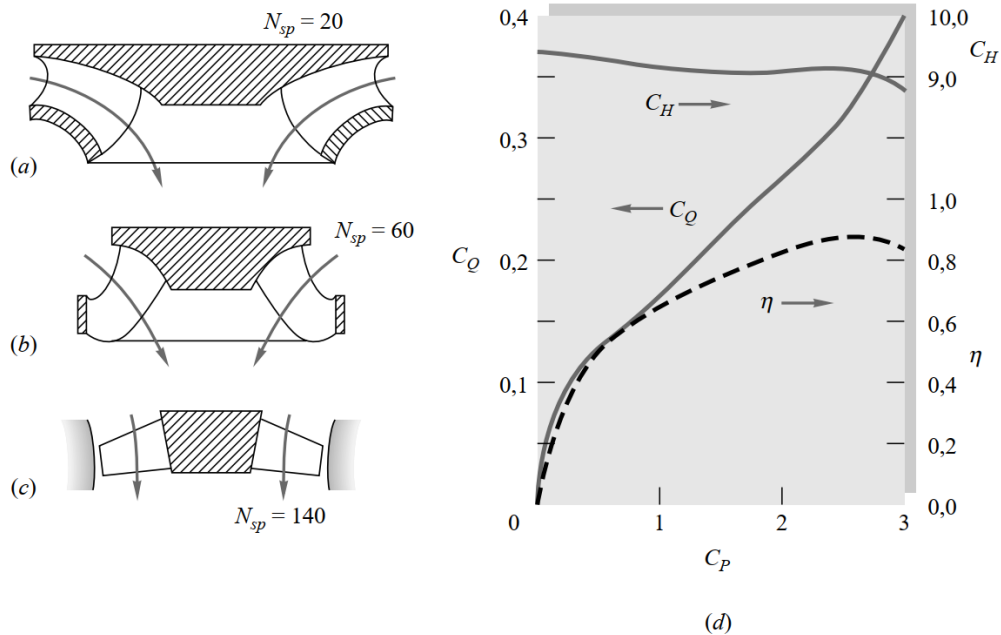


Figura 18. Turbina de reacción (a) Francis (tipo radial), (b) Francis (helicocentrífuga), (c) hélice (axial), (d) curvas características para una turbina Francis, $n = 600$ rpm, $D = 2,25$ ft, $N_{sp} = 29$ [17].

Como se mencionó, en las turbinas axiales o Kaplan el flujo es totalmente axial y en caso de ser de álabes fijos, se denominan turbinas de hélice. En caso de contar con álabes orientables (que ayudan a regular la carga), se denominan turbinas Kaplan (Figura 19), ambos tipos de turbinas tienen un único sentido de giro. Si no existe cámara espiral y la turbina de hélice o Kaplan está colocada axialmente en el centro de un conducto forzado horizontal o inclinado, se denominan turbinas tubulares o de bulbo. Las turbinas bulbo presentan ventajas adicionales como abaratar el coste de producción, disminuir el impacto ambiental, y ser naturalmente reversibles por su flujo axial, por la simetría y álabes orientables con un rotor que gira en ambos sentidos [20].

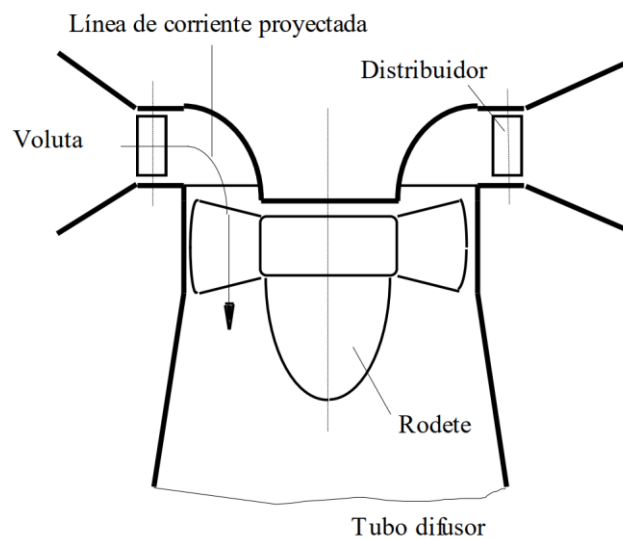


Figura 19. Esquema simplificado de una turbina de reacción (Kaplan).

Capítulo 5

5 Instalación Hidráulica

La red de distribución es el conjunto de tuberías destinadas al suministro de agua potable a las viviendas y establecimientos municipales, públicos y privados. Estas redes parten de los tanques de almacenamiento y/o compensación e incluyen además de los tubos, nudos, válvulas de control, válvulas reguladoras de presión, ventosas, hidrantes, acometidas domiciliarias y otros accesorios necesarios para la correcta operación del sistema [21]. Es de interés el estudio de las válvulas reguladoras de presión, las cuales se encuentran instaladas en las estaciones reductoras de presión.

Una estación reductora de presión (ERP) se compone de varios elementos, los cuales pueden variar en tipo, dimensiones y cantidad, dependiendo de las condiciones de presión, del diámetro de la red y del material de la tubería de la red de distribución. Generalmente la configuración de una ERP se compone de una línea principal, una línea By-pass y equipos de instrumentación y control para lograr un correcto funcionamiento y mantenimiento, en la Figura 20 se muestra un esquema general de una ERP.

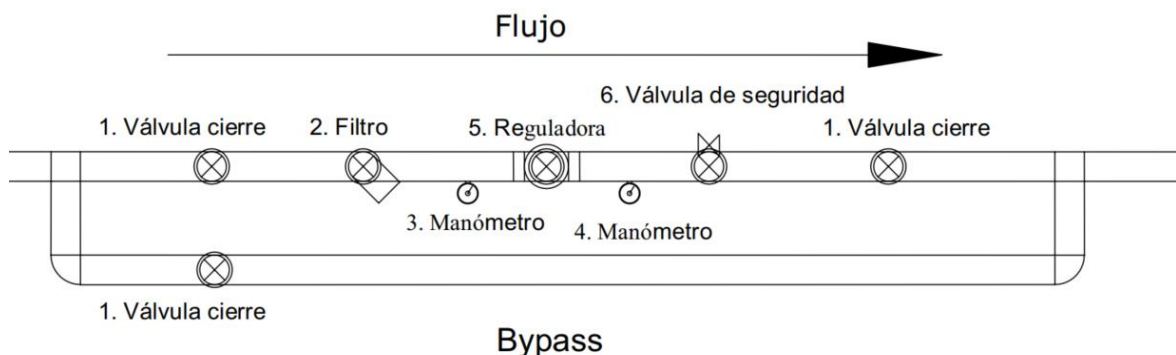


Figura 20. Esquema general de estación reguladora [21].

La línea de by-pass se requiere para darle continuidad al servicio durante la realización del mantenimiento sobre la línea principal, donde su componente principal es la válvula by-pass la que durante condiciones normal de operación de la ERP debe permanecer en posición cerrada, estas válvulas no están consideradas para hacer reducción de presión de manera permanente [22].

5.1 Válvula Reguladora de Presión

La válvula reguladora de presión, como su nombre lo dice, tiene la función de regular las presiones que presenta el fluido aguas arriba, provocando una caída en las presiones y manteniendo valores medios de presión constantes aguas abajo, permitiendo el correcto funcionamiento de sistemas como lo es el sistema de distribución de agua potable. La VRP debe ir instalada sobre la línea principal inmediatamente después del filtro, siguiendo el sentido del flujo; la válvula se debe ensamblar garantizando que quede en posición horizontal, teniendo precaución de que no quede girada ni inclinada. Siempre se debe verificar que la válvula opere dentro del rango de no cavitación [22].

En función del sistema de control empleado se tienen las VRPs de acción directa (A) o pilotadas (B). Y en función al tipo de actuador se tienen las VRPs de Pistón (C) o Diafragma (D).

A. De acción directa

Están controladas directamente por la presión existente a la salida de esta, que actúa sobre el obturador principal. Son compactas porque incluyen todos los mecanismos en el mismo cuerpo de válvula. Al ser de acción directa, no es posible mantener la presión a la salida con una gran precisión.

Las ventajas fundamentales de este tipo de VRP residen en su sencillez de instalación y manejo, y en su reducido coste, por lo que es la válvula reductora idónea en instalaciones de pequeña entidad, con caudales reducidos y en las que no se requiera una gran precisión en el valor de la presión de salida. La Figura 21 una VRP de acción directa con una vista en corte [23].

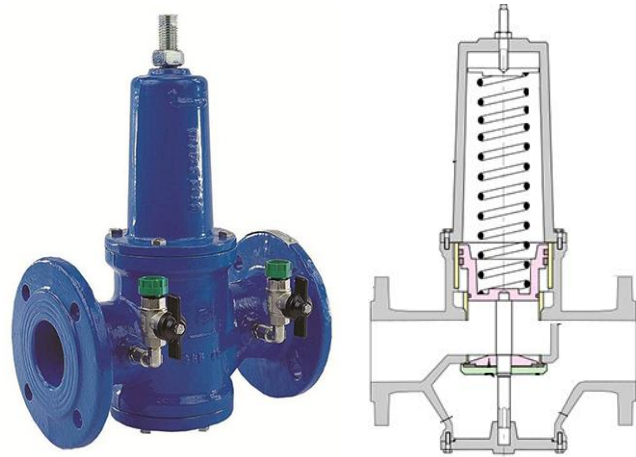


Figura 21. Válvula reductora de acción directa.

B. Pilotadas

A diferencia de las anteriores el mecanismo de control se consigue mediante la acción de un piloto externo (que consiste simplemente en un pequeño reductor de presión auxiliar de acción directa), que se ocupa de transmitir la presión adecuada al accionador de la válvula principal. De este modo resulta sencillo mantener una presión de salida constante, pudiendo regular el valor de dicha presión solamente modificando la acción del piloto. Las ventajas de la VRP pilotada (Figura 22) consisten en una gran estabilidad de funcionamiento, amplio margen de regulación de la presión de salida, la posibilidad de cambiar el valor de la presión de tarado tanto manual como eléctricamente, por medio de solenoides, y finalmente, la posibilidad de hacer actuar la válvula con multitud de funciones adicionales, cambiando el pilotaje.



Figura 22. Válvula reductora pilotada.

C. De pistón

En este caso, el mecanismo de cierre está unido mediante un vástago a un pistón guiado sobre el cual se ejerce la presión reguladora, Figura 23 (A).

D. De diafragma

Se sustituye el pistón por un diafragma elástico unido solidariamente con el vástago del actuador. El diafragma aísla una cámara (o dos, según la morfología del cuerpo de válvula), donde se ejerce la presión reguladora. La única ventaja para destacar del diafragma respecto al pistón es que se elimina el peligro de gripado del pistón por la entrada de algún cuerpo extraño en la válvula, Figura 23 (B).

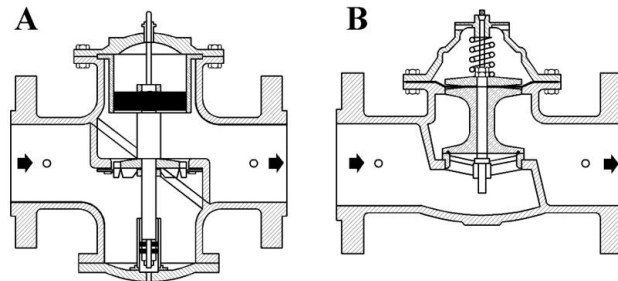


Figura 23. Válvula reductora de pistón (A) y de diafragma (B) [23].

Las VRP es un punto propenso a sufrir cavitación por ello los fabricantes entregan la información necesaria para prevenir estos efectos en la instalación, Figura 24.

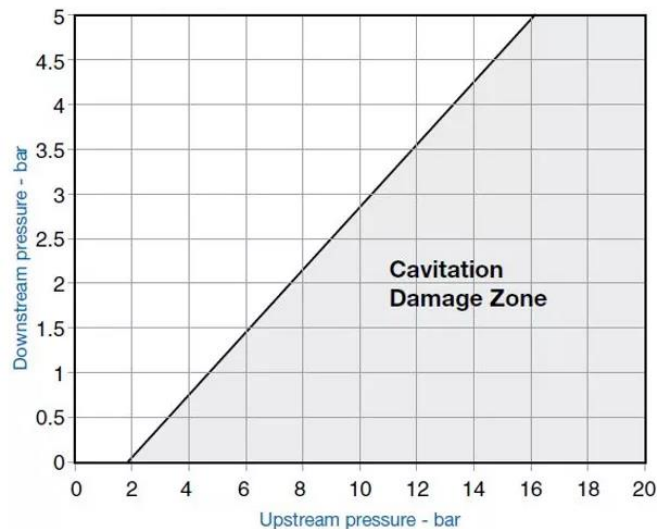


Figura 24. Diagrama de cavitación [24].

5.2 Cavitación

El fenómeno de cavitación puede ser altamente perjudicial en las instalaciones hidráulicas y su funcionamiento, generando daño en sus componentes como válvulas, rotores y álabes de bombas, entre otros. El fenómeno de cavitación es dado por la formación de cavidades de vapor o “burbujas” en un fluido, el cual al sufrir un descenso de la presión alcanza el valor de la presión de vapor, sufriendo parcialmente un cambio de fase. Estas cavidades colapsan al momento del fluido sufrir un alza de presión.

El efecto de cavitación antes descrito se observa en la Figura 25. Diagrama T-v. Donde un fluido en estado termodinámico (2) tiene un descenso de presión, a temperatura constante, de P_2 a P_1 , alcanzando la presión de vapor.

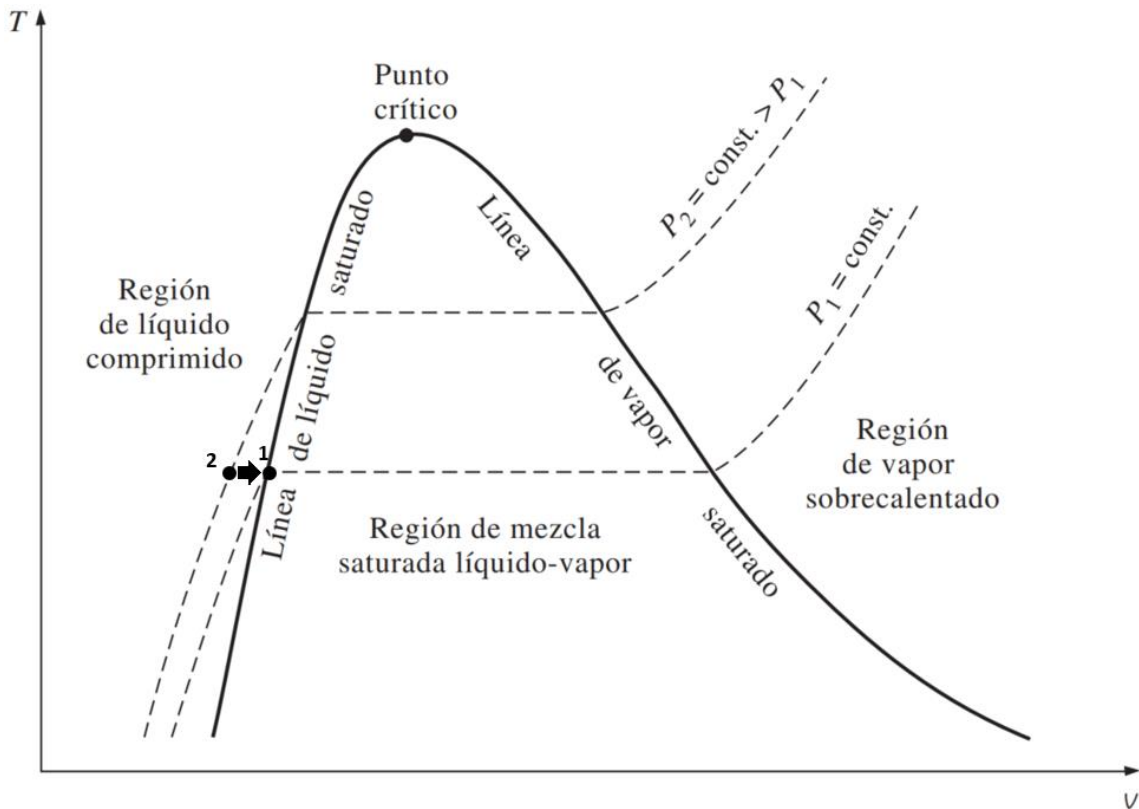


Figura 25. Diagrama T-v adaptado [25].

La cavitación puede formarse en instalaciones hidráulicas en los puntos donde existe pérdida de presión por sus componentes o por cambios de sección, la reducción del área de pasaje genera un alza en la velocidad del fluido ocasionando un descenso

de presión provocando así cavidades que pueden colapsar al aumentar la sección, como sucede en un tubo Venturi (Figura 26). El colapso continuo de las burbujas puede erosionar o dañar las superficies que las rodean.

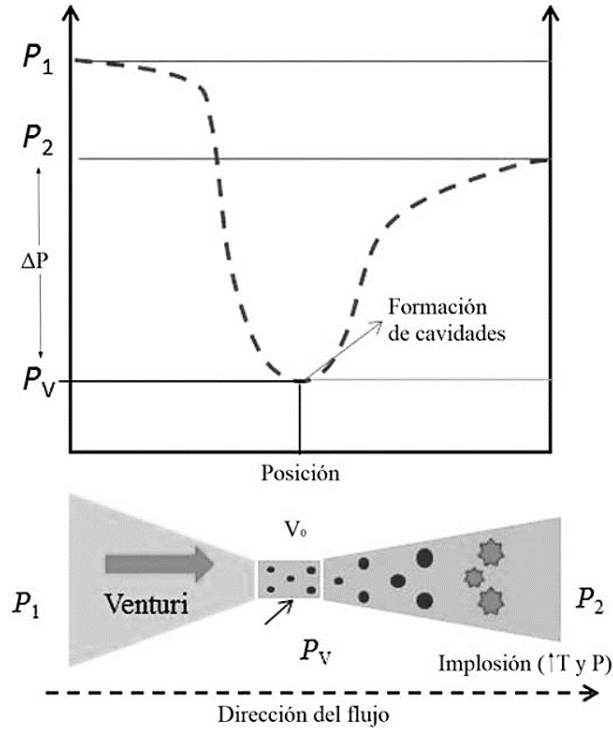


Figura 26. Efecto Venturi y formación de cavidades [26].

Estas burbujas también pueden formarse en un flujo turbulento, un vórtice en su centro posee muy bajas presiones, las cuales pueden alcanzar la presión de vapor y generar cavidades. En turbomáquinas, las burbujas de cavitación que aparecen en la región de bajas presiones, en las zonas de succión de una bomba o en las zonas de entradas al rotor, o en la descarga de una turbina, o en el lado de succión de los álabes del rotor de una turbina, como en otras regiones donde se generen las condiciones.

El parámetro adimensional que describe este fenómeno es el número de cavitación (Ca) [17]. Sea P la presión en punto del interior del rotor en el que se llega a la presión mínima [27].

$$Ca = \frac{P - P_v}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (3)$$

Donde:

- P : Presión interior.
- P_v : Presión de vapor a la temperatura del fluido.
- ρ : Densidad del fluido.
- V : Velocidad característica del fluido.

Capítulo 6

6 Máquinas eléctricas rotativas y componentes de control

6.1 Máquinas eléctricas rotativas

Las máquinas hidráulicas, generadoras o motoras, trabajan típicamente acopladas a una máquina eléctrica que oficia de generador o motor eléctrico según el caso.

Las máquinas eléctricas rotativas, son máquinas reversibles que permiten la conversión de distintos tipos de energía gracias a la combinación de efectos de campos magnéticos y corrientes eléctricas [28]. Al estar acopladas a una máquina hidráulica puede recibir energía mecánica, donde la máquina eléctrica convierte la energía recibida en energía eléctrica, actuando como generador o en el caso contrario, la máquina eléctrica entrega energía mecánica mediante energía eléctrica, actuando como motor.

Las máquinas eléctricas rotativas más comunes en la industria son las máquinas asíncronas o de inducción, sin embargo, también se hace uso de máquinas síncronas y de corriente continua. Todas estas máquinas son reversibles, como se mencionó anteriormente, están capacitadas para intercambiar energía en ambos sentidos, funcionando como generador o motor indistintamente [28].

Uno de los motivos de utilizar una bomba como turbina es generar energía con equipos de bajo costo y mantenimiento. En esta misma línea, un motor asíncrono posee características similares ya que son motores de bajo costo. Además, el amplio

conocimiento sobre su funcionamiento conlleva bajos costos de mantenimiento e implementación. Al ser una máquina reversible y al recibir par que genere deslizamiento negativo la máquina pasa a funcionar como generador. Son máquinas más robustas y menor mantenimiento

A continuación, se describirán brevemente las máquinas asíncronas y síncronas.

6.1.1 Máquina eléctrica asíncrona

El amplio uso de este tipo de máquinas está dado por su simplicidad constructiva, lo que implica que sean de menor costo y de mayor robustez que las máquinas síncronas, con un menor costo de mantenimiento.

Las máquinas asíncronas tienen como componentes principales el estator y el rotor. El estator posee un devanado el cual genera un campo magnético giratorio obtenido por la alimentación del devanado inductor con corriente alterna, que al girar genera un campo giratorio de eje fijo, el cual se hace girar a una velocidad angular uniforme mediante una fuerza externa. El rotor, parte móvil de la máquina, está formado por un conjunto de espiras en corto circuito que; dado el campo giratorio que genera el estator se crea un flujo variable abarcado por las espiras del rotor, por lo que se inducirá la fuerza electromotriz [28] generando un par motor.

La máquina de inducción siempre girará a una velocidad diferente a la del campo giratorio, puesto que si ambas velocidades se igualaran no existiría la fuerza electromotriz que da origen al par motriz. Es por ello que son llamadas máquinas asíncronas. La velocidad angular del campo giratorio es la velocidad de sincronismo determinada por la frecuencia de red y el número de polos de la máquina como se verá en el punto 8.2. La diferencia entre la velocidad de giro del rotor y la velocidad del campo giratorio se denomina deslizamiento.

El rotor puede ser de dos tipos: Bobina o Jaula de ardilla, donde la principal diferencia entre los dos tipos reside en la estructura del rotor.

- Rotor de Bobina: El rotor está constituido por varios devanados como los del estator, presenta una estructura más compleja y delicada. Posee escobillas que rozan con el rotor, con la posible interposición de resistencias para el control de la fase de arranque, con necesidad de mantenimiento periódico y dimensiones generales elevadas.
- Rotor de Jaula de ardilla: El rotor está constituido por barras cerradas en cortocircuito, por lo que, gracias a una mayor simplicidad constructiva, da origen a un tipo de motor muy simple, robusto y económico (Figura 27) [29].

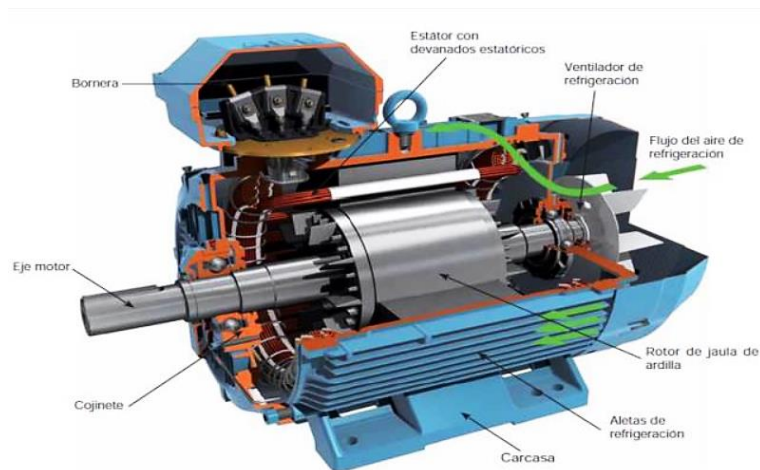


Figura 27. Motor Jaula de ardilla.

El estator, es donde encuentran las bobinas inductoras. Estas bobinas son trifásicas y están desfasadas entre sí 120° .

En la Figura 28, se representa el comportamiento de la curva Par-Velocidad de la máquina, donde se puede observar que:

En un comienzo funciona como freno, cuando el deslizamiento (ecuación (20)) es mayor a 1, con un deslizamiento entre 1 y 0, la máquina funciona como motor. Al momento que la velocidad asincrónica supera a la velocidad de sincronismo, se tiene un deslizamiento negativo donde la máquina comienza a funcionar como generador, tomando las fuerzas externas, con un par en sentido inverso. Estas máquinas pueden trabajar aisladas o conectadas a la red eléctrica.

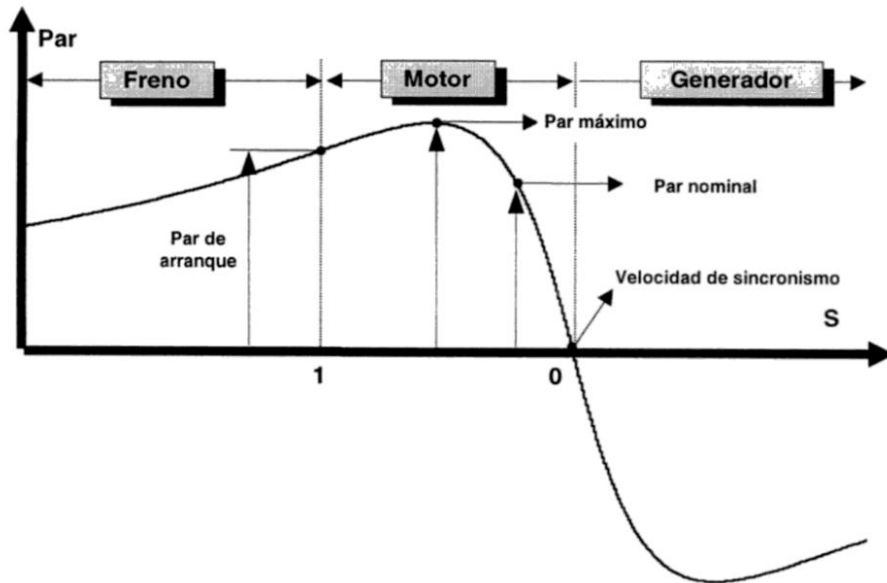


Figura 28. Curva Máquina asíncrona [28].

6.1.2 Máquina eléctrica síncrona

La máquina síncrona es una máquina rotativa reversible ampliamente utilizada como generador y su uso como motor se da en casos de altas demandas de potencia. Son máquinas de características constructivas complejas que hacen que su uso sea más reducido que el caso de una máquina asíncrona.

La velocidad de giro está determinada por la frecuencia de la red y el número de polos que posea la máquina. Estas máquinas constan de un devanado de campo o excitación en el rotor, el cual se alimenta de corriente continua, y de un devanado estatórico trifásico que da lugar al campo magnético giratorio [28]. La necesidad de corriente continua para su funcionamiento hace que sean máquinas complejas, como es el caso de grandes turboalternadores, donde la estructura de los devanados está construida por tuberías por las que circula hidrogeno que hace de refrigerante. También hacen de un sistema más complejo los servicios auxiliares (sistema de excitación, aceite de cierres, etc.), los cuales hacen posible trabajar a grandes potencias y tensiones. Su rendimiento es mayor que el de las máquinas asíncronas, lo cual es un factor que considerar para grandes potencias por su eficiencia. Además, poseen la

capacidad de ceder o absorber energía reactiva. En la Figura 29 se muestra un esquema de su estructura.

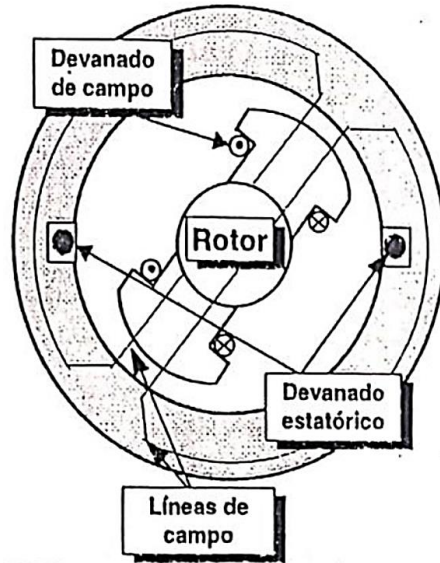


Figura 29. Esquema máquina síncrona elemental [28].

Se tienen diferentes casos en los cuales trabaja una máquina síncrona, esencialmente por el comportamiento de sus campos magnéticos. Estas máquinas pueden trabajar en vacío o en carga, y aislado o conectado a la red eléctrica.

Con relación al estudio, la máquina síncrona se encontraría trabajando conectada a la red, donde un aumento de la potencia mecánica suministrada provoca un aumento en la frecuencia de salida de la máquina, sin embargo, esta frecuencia esta impuesta por la red. De existir un sistema de control este garantizaría mantener rangos de operación que permitan trabajar correctamente. Sin un sistema de control, la máquina se ve expuesta a daños en el caso que continúe funcionando con potencias que generen frecuencia de salida mayores a la de la red.

En el caso que se produce un aumento en la corriente de excitación, se incrementa la tensión de salida, la cual también es definida por la red donde se verá recargada la energía reactiva.

Por lo antes mencionado, para lograr el sincronismo, acoplamiento a la red y regulación se debe adaptar la frecuencia del generador a la frecuencia de la red para ello es necesario regular el caudal de la turbina que alimenta el generador o controlar la

velocidad de giro para que la diferencia de frecuencia entre generador y red sea mínima o en el caso ideal nula. Para dimensionar el rango admisible se tiene el caso de una instalación de micro generación (IMG), donde la frecuencia debe ser menor o igual a 47 Hz y no debe ser mayor a 51 Hz . El reglamento de baja tensión de UTE para instalaciones de micro-generación conectadas a la red de baja tensión de UTE indica; frente a valores anormales de frecuencia, la IMG se desconectará de la Red de UTE conforme a los siguientes tiempos máximos [30], como se muestra en Tabla 8:

Rango de frecuencia [Hz]	Tiempo máximo de apertura [s]
> 51	0,5
≤ 47	0,5

Tabla 8. Tiempo de apertura según frecuencia [30].

La tensión de salida del generador debe coincidir con la tensión de la red, para ello se modifica la corriente de excitación.

Finalmente se debe realizar un ajuste de ángulos de fase. Mediante la utilización de equipos electrónicos se determina el instante en que los ángulos de fase de la tensión generada por el generador y de la red coinciden, en aquel momento debe producirse la conexión.

6.1.3 Máquina síncrona de imanes permanentes

Las máquinas síncronas de imanes permanentes (MSIP) están siendo utilizadas en un número importante de aplicaciones industriales donde han destacado dadas sus buenas características en cuanto a facilidad de mantenimiento, alta eficiencia o elevada densidad de par, y funcionando tanto como motor como generador [31].

El funcionamiento de las MSIP es similar a la de las máquinas síncronas tradicionales, esto es, el rotor sigue el avance del campo giratorio creado por el devanado del estator, siendo este devanado estatórico similar al de cualquier máquina síncrona o asíncrona. La principal diferencia consiste en el hecho de que en estas máquinas el rotor está constituido por imanes permanentes, que impondrán, por tanto, la presencia de un campo magnético aun en situaciones de máquina desconectada, en la Figura 30 se muestra una representación del funcionamiento de una MSIP [31].

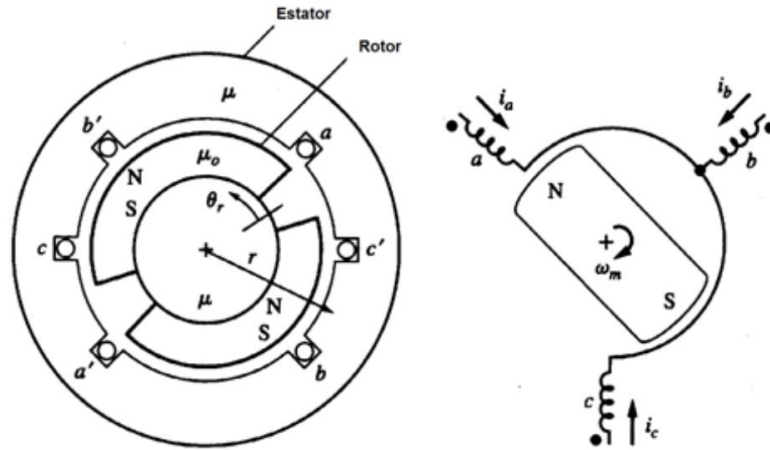


Figura 30. Representación de funcionamiento de MSIP.

Dada esa presencia constante de flujo en el rotor, todo el control de la máquina tanto en par como en velocidad vendrá de la electrónica de potencia, del lado de las frecuencias y tensiones que se inyecten en el devanado estatórico, esto hace que el funcionamiento de estas esté siempre ligado a un regulador electrónico y a un sistema de control [31].

Estas máquinas poseen un mayor rendimiento que las máquinas síncronas convencionales al sustituir el circuito de excitación por imanes permanentes, por ello se reducen las pérdidas, a su vez, poseen un mejor comportamiento dinámico frente a los cambios de par, sin embargo, su elevado costo hace menos frecuente el uso de estos equipos.

6.2 Electrónica de Potencia

La electrónica de Potencia es la parte encargada del estudio de dispositivos, circuitos, sistemas y procedimientos para el procesamiento, control y conversión de la energía eléctrica, donde el concepto principal es el rendimiento [32]. Por ello utilizar la electrónica de potencia para la generación de energía eléctrica toma relevancia cuando se trata de reducir las pérdidas como se menciona en el punto anterior de las máquinas síncronas de imanes permanentes, para mantener la estabilidad de la red al inyectar energía eléctrica o determinar puntos de funcionamiento según las necesidades de la red, estabilizando las fluctuaciones de tensión y frecuencias que se pueden generar dada la variación que se puede tener en el recurso.

Como se mencionó, la electrónica de potencia nos permite establecer la frecuencia de trabajo del generador en sincronismo con la red, de esta manera poder inyectar la energía generada a la matriz. En referencia a este estudio, da la posibilidad de imponer diferentes velocidades de rotación a la PAT a través del generador, logrando así tener un mayor rango de caudales y saltos a estudiar buscando el punto óptimo, el cual puede variar dependiendo del objetivo final.

6.2.1 Variador de frecuencia

Un variador de frecuencia es un controlador para motores eléctricos comúnmente usado en sistemas de accionamiento electromecánico cuya misión es regular la velocidad y el par del motor de corriente alterna o corriente continua, variando la frecuencia de entrada del motor y controlando los correspondientes cambios de tensión o corriente [33].

Como se mencionó anteriormente, un motor eléctrico es una máquina eléctrica de conversión de energía. Toma poder de una fuente, ya sea corriente alterna o corriente continua, y lo convierte en un par mecánico para impulsar una carga. Sin embargo, el par del motor puede convertirse en energía eléctrica al funcionar como generador al invertir el sentido de giro ya sea invirtiendo las fases directamente en la máquina o realizarlo a través del variador. Enviando a sí de vuelta al variador la energía generada. La energía generada puede inyectarse a la red, cargar baterías o alimentar alguna carga. En nuestro caso de estudio la energía generada es liberada y convertida en forma de calor a través del módulo de frenado, que es un accesorio adjunto al variador de frecuencia, al cual se conecta una resistencia eléctrica para liberar la energía generada. Para el caso de la inyección de eléctrica generada es ideal un Variador de Frecuencia Regenerativo.

6.2.2 Variador de frecuencia Común

Un variador de frecuencia común funciona en tres etapas.

- A. Etapa de rectificador: Los rectificadores de entrada permiten que la corriente alterna proporcionada por la red fluya y convierten la potencia de corriente alterna en corriente continua. El flujo de energía es unidireccional aquí.

- B. Bus de corriente continua: Un banco de condensadores actúa como un buffer para la energía que fluye a través del circuito, ayudando a suavizar la potencia rectificadora.
- C. Etapa de transistor: Los transistores bipolares de puerta aislada (*IGBT*, del inglés *insulated-gate bipolar transistor*) de salida actúan como un interruptor electrónico. Utilizando la modulación por ancho de pulso, los IGBTs encienden y apagan la potencia continua para crear una corriente alterna altamente controlada.

La corriente puede fluir desde la fuente de alimentación de corriente alterna hacia el variador de frecuencia, pero no puede regresar a la red eléctrica con un variador de frecuencia estándar por ello es necesario agregar el módulo de frenado. Sin embargo, el flujo de corriente en la etapa de transistor es bidireccional ya que la potencia de corriente alterna de dirección.

6.2.3 Variador de Frecuencia Regenerativo

Los variadores regenerativos son similares a los variadores de frecuencia comunes, con la diferencia que estos reemplazan los rectificadores de entrada por IGBTs. Los IGBTs actúan como los rectificadores de entrada, pero ofrecen la oportunidad de flujo de potencia bidireccional. Entonces, cuando el motor genera energía, fluye hacia el variador de frecuencia y luego hacia la red eléctrica. Cuando esta energía generada puede fluir de regreso a la red eléctrica [34].

6.2.4 Módulo de frenado

El módulo de frenado trabaja junto con una resistencia conectados en serie utilizados para disipar el exceso de energía de un sistema. Cuando la corriente continua generada alcanza un umbral de voltaje específico, el circuito de frenado se cierra, enviando la corriente a través de una resistencia externa que convierte la energía eléctrica en calor. Es importante disipar este calor adecuadamente para evitar cualquier fallo que pueda causar. Algunos variadores vienen de serie con una resistencia de frenado, mientras que otros requieren que se agregue una externa al circuito [34].

Capítulo 7

7 Bombas como Turbinas (PAT)

El uso y estudio de las bombas funcionando como turbina datan del año 1930, como se menciona en el capítulo 2 - Introducción- En 1930 se construye la central de PSH en Estados Unidos, *Connecticut Light and Power Company Plant*, en la que fueron instaladas bombas como turbinas para la generación de energía eléctrica. A su vez, en 1931 Thoma and Kittredge dan cuenta de que una bomba operando como turbina puede operar de manera muy eficiente, generan diagramas de funcionamiento para cada modo de operación. En 1941, Knapp publica en un único diagrama, Figura 31, el funcionamiento de una bomba como bomba y como turbina.

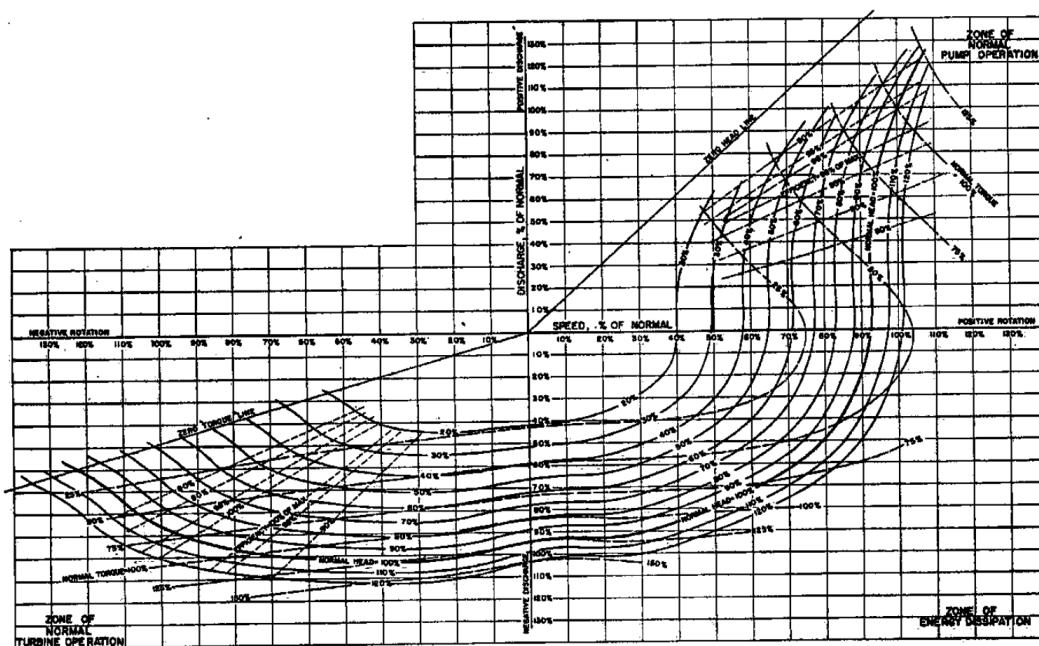


Figura 31, Diagrama de funcionamiento de bomba centrífuga. Gráfica adimensional Caudal vs Rotación. 1er cuadrante: Modo Bomba; 2do cuadrante: (Disipación de energía) ; 3er cuadrante: Modo Turbina; 4to cuadrante: Disipación de energía [35].

En el trabajo de Pienika [36], se muestran gráficos explicativos donde se exponen los 8 modos posibles de operación para una turbomáquina radial en sus cuatro cuadrantes (Figura 32).

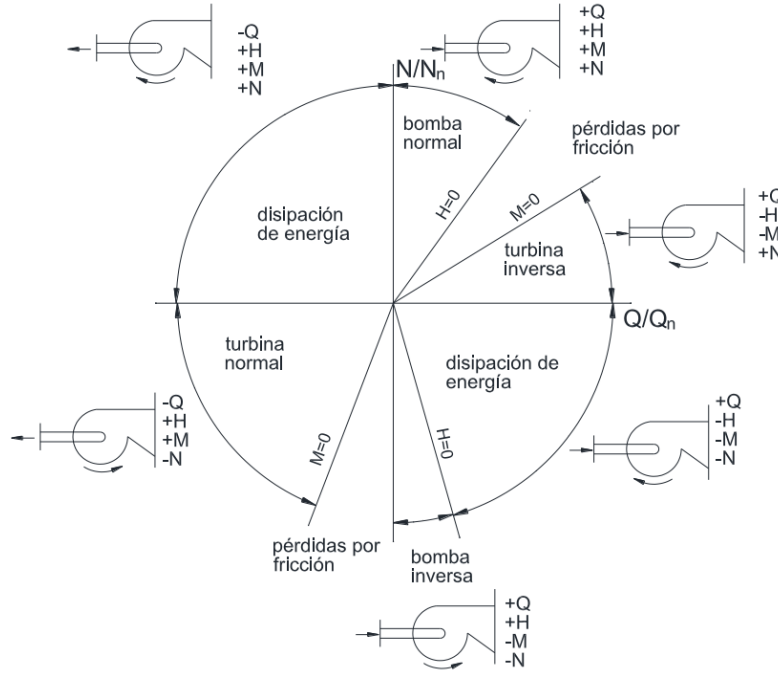


Figura 32. Gráfico explicativo de los cuatro cuadrantes y modos de operación bomba centrífuga [36].

En el modo Bomba, la turbomáquina le cede energía al fluido a través de la energía mecánica generada por el motor, asumiendo para este modo de operación la potencia mecánica e hidráulica se definen como positivos. En el caso de que la turbomáquina opere como turbina, la potencia hidráulica y mecánica son negativos dado que se invierten el sentido del flujo (Q) y la velocidad de rotación (N). Desde los primeros estudios y ensayos se observa que en modo turbina; el salto, caudal y potencia son mayores que en el modo bomba, donde estos puntos de trabajo son fundamentales para la correcta elección de la turbomáquina y su rentabilidad.

El tipo de bomba a seleccionar es un punto por considerar. El recurso disponible de salto y caudal sirven de criterio previo a la hora de definir el tipo de bomba. Para los casos donde se tenga un gran salto y bajo caudal, una bomba de flujo radial o mixto operaría de mejor manera. En el caso de que el salto sea pequeño y un gran caudal, las bombas de flujo axial sería apropiada. A sí mismo, las bombas autocebantes o sumergibles no son aptas para funcionar como turbina debido a la válvula retención

que poseen. En la Figura 33 se muestran los tipos de PAT según el salto y caudal, donde los valores de salto toman relevancia dado que las PATs son más eficientes en rangos de salto de 13 a 75 m [37].

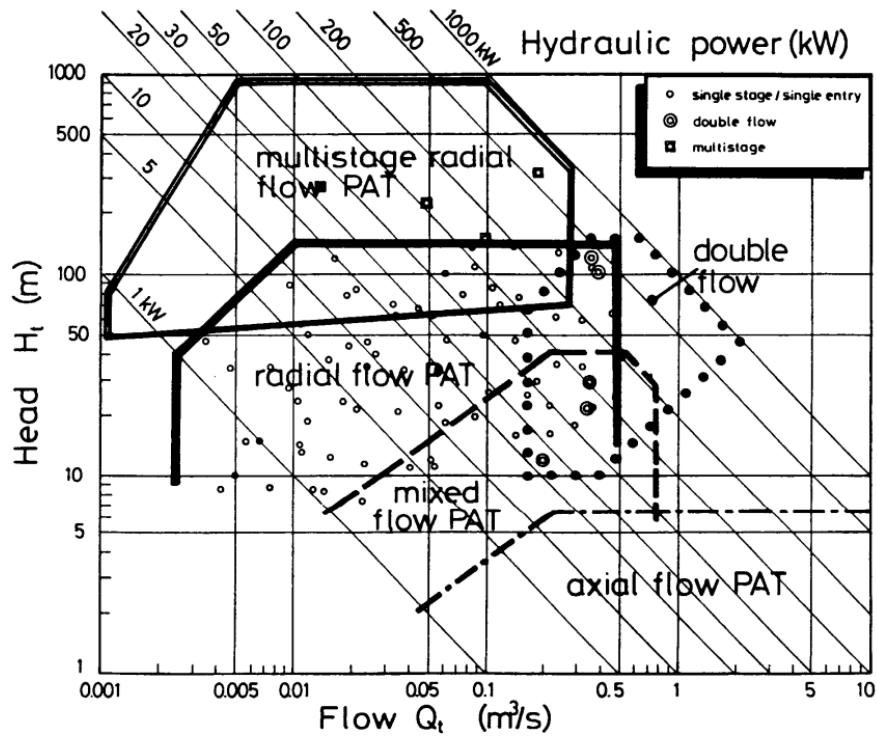


Figura 33. Rango de aplicación de tipos de PAT [15].

Al no ser conocidas las curvas de funcionamiento en modo turbina, diferentes investigadores han realizado estudios y correlaciones para seleccionar una bomba a funcionar como turbina. Uno de los primeros criterios para determinar los puntos de funcionamiento de las PATs fue el criterio de rendimiento de la Bomba como Bomba (PAP; Pump As Pump). Stepanoff [7] es uno de los principales investigadores que genera coeficientes para predecir los puntos de operación de una PAT en base al rendimiento óptimo de la bomba (BEP; Best Efficiency Point). Otros investigadores que generaron estudios y coeficientes bajo el criterio de rendimiento óptimo son Mc. Claskey, Alatorre-Frenk, Sharma-Williams, Hancock, entre otros [38]. Un segundo criterio desarrollado fue el de la velocidad específica modo bomba, donde se consideran características de la turbomáquina. Investigadores como Mijailov, Carvalho, Nautiyal o Barberelli, generan coeficientes de predicción en base a la velocidad específica. Pérez-

Sánchez [38], genera coeficientes en base de la velocidad en modo turbina, junto el recurso que se tiene a turbinar.

Las predicciones suelen tener algún porcentaje de desviación respecto a los valores reales una vez ensayados, sin embargo, los efectos geométricos y/o datos de fabricación, entre otros, hacen que la predicción tenga rangos de error. Pugliese realizó un estudio experimental sobre el rendimiento de tres PAT de eje vertical. Compararon sus resultados con los modelos teóricos disponibles en la literatura los cuales reportan un error máximo del 20 % para la curva de Salto y del 30 % para la curva de Potencia [39].

7.1 Funcionamiento PAT

Para que una bomba funcione como turbina es necesario que se invierta el sentido de flujo del fluido e invertir el sentido de rotación del rotor, de esta forma la bomba pasa de ser una máquina motora a una máquina generadora. Para ello, la máquina eléctrica que está conectada a través del eje de la PAT debe estar configurada para girar en el mismo sentido que la bomba en modo turbina. La Figura 34 muestra ambos modos de funcionamiento, a la izquierda (a), una bomba centrífuga funcionando como bomba donde se produce la entrada mediante la succión del fluido a baja presión, la energía mecánica del rotor se transmite al fluido en forma de presión y el fluido sale a alta presión por la zona de descarga. El funcionamiento como PAT es referenciado a la derecha de la Figura 34 (b), la entrada del fluido se da a una alta presión, la cual se realiza por la zona que originalmente oficia de descarga. Se tienen dos efectos buscados: la unidad motora pasa a ser una unidad generadora y el fluido sale a baja presión.

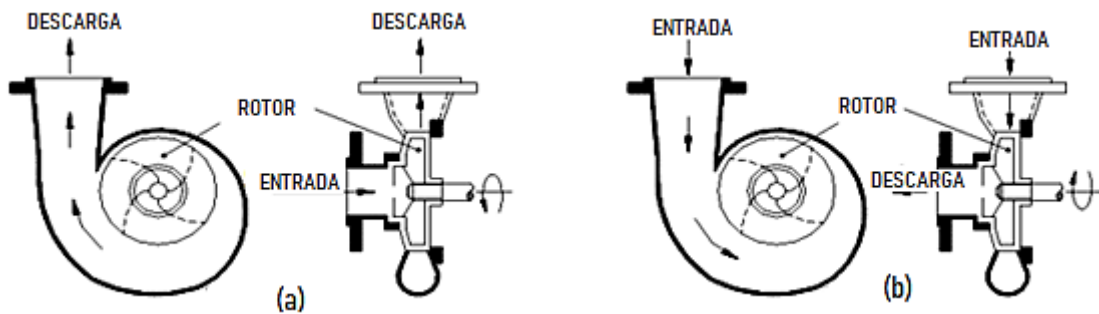


Figura 34. Bomba centrífuga funcionando como bomba (a) y turbina (b) [40].

Las pruebas experimentales de bombas centrífugas operando como turbinas hidráulicas en todo su rango de salto, caudal y velocidad muestran que el rendimiento de la PAT será considerablemente menor para el mismo salto y caudal donde se da el punto de máximo rendimiento (BEP) de la PAP. Sin embargo, este no es el verdadero rendimiento máximo de la PAT. Para que el rendimiento de la PAT sea óptimo es necesario que la altura y caudal de la PAT sean mayores a los de una PAP, estos aumentos son necesarios dado las pérdidas hidráulicas y volumétricas se tratan en sentidos opuestos en una PAP que para una PAT. Considerando el funcionamiento de la máquina en un mismo punto, las pérdidas hidráulicas y volumétricas generan una mayor disminución de los valores de salto y caudal aportados por el rotor respecto a la operación como bomba. En el caso de la turbina, estos valores de pérdidas son necesarios ser adicionados a los valores aportados por el rotor para alcanzar el mismo punto de funcionamiento, donde las pérdidas de carga del fluido que se dan principalmente a la entrada de la PAT qué, a diferencia de las turbinas convencionales, una PAT carece de órganos de regulación.

El aumento de presión y caudal provoca un aumento de la potencia en el eje del rotor, como se observa en la Figura 35, la potencia en punta de eje de una PAT es mayor que la de PAP, a su vez, se pueden observar los parámetros de salto o altura, caudal y rendimiento para una PAP y PAT.

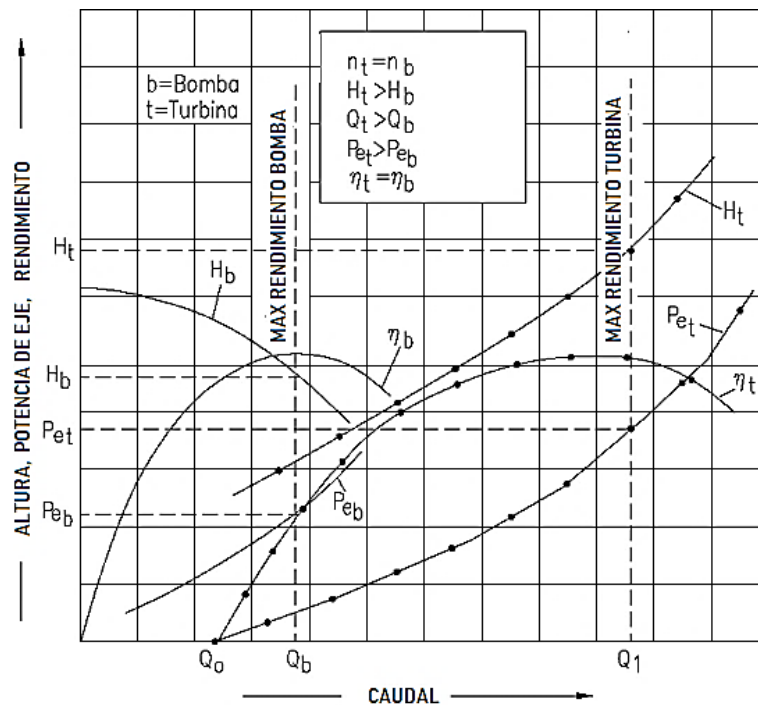


Figura 35. Curvas como PAP y PAT [40].

7.2 Ecuaciones de operación de una PAT

Para analizar el uso de bombas como turbinas es necesario caracterizar las curvas de funcionamiento que tendrá al operar como PAT. Para ello y a modo de marco teórico se presentan las curvas y los principios de funcionamiento que rigen a este tipo de máquinas hidráulicas.

7.2.1 Principio de funcionamiento

Las bombas rotodinámicas son turbomáquinas en las cuales su funcionamiento está fundamentado en la ecuación de conservación del momento de cantidad de movimiento, de la cual se deduce la ecuación fundamental de las turbomáquinas, la ecuación de Euler.

El fluido que circula es analizado dentro de un volumen de control, en este caso el rotor. El sistema contiene un conjunto de partículas, las cuales se mantienen en movimiento, sin embargo, siempre con una cantidad constante de partículas, es decir una misma cantidad de masa a lo largo del tiempo. Las partículas entran y salen del sistema en un volumen fijo, limitado por una superficie de control única e invariable, por donde entran y salen manteniendo constante el volumen de control.

Por lo antes mencionado se tiene como propiedad extensiva (\vec{N}_{SIST}) es ($\vec{r} \times m\vec{v}$). Con su propiedad específica $\frac{d\vec{N}}{dm}$ es $n = (\vec{r} \times \vec{v})$, donde n es la propiedad específica por unidad de masa en el punto de coordenadas \vec{r} en un instante t. Para el caso de las turbomáquinas hidráulicas, \vec{r} es el vector posición respecto el punto de giro hasta la partícula, \vec{v} es el vector de velocidad absoluta de la partícula. Por lo cual la ecuación de conservación de momento de cantidad de movimiento es,

$$\left(\frac{d\vec{N}}{dt}\right)_{SIST} = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (n \cdot \rho) dV + \int_{SC} n \cdot \rho (\vec{r} \cdot \vec{v}) dS \quad (4)$$

El primer término, $\int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\mathbf{n} \cdot \rho) dV$, representa la variación de la propiedad específica en el volumen de control a lo largo del tiempo. En el caso de una máquina hidráulica el flujo se supone incompresible y estacionario, por lo que esta variación es nula.

La conservación de momento de cantidad de movimiento tiene como segundo término la variación de la propiedad específica a través de su superficie de control, siendo los términos de flujo $\int_{SC} \mathbf{n} \cdot \rho (\vec{r} \cdot \vec{v}) dS$ [17], donde se considera el intercambio de propiedad específica. $(\vec{r} \cdot \vec{v})$, es la velocidad absoluta en la superficie de control, para el caso se puede considerar la velocidad de salida y de entrada en la superficie de control como el caudal de entrada y salida

Por tanto, la variación de momento cinético es igual a la sumatoria de los momentos exteriores que interactúan sobre el sistema, $\Sigma \vec{M}_{ext}$. Lo antes mencionado, en régimen permanente y un fluido incompresible, se tiene en el rotor de una turbomáquina

$$\sum \vec{M}_{ext} = \sum_{sal,i+1} [\rho Q (\vec{r} \cdot \vec{v})]_{i+1} - \sum_{ent,i} [\rho Q (\vec{r} \cdot \vec{v})]_i \quad (5)$$

7.2.2 Ecuación fundamental de Euler.

La ecuación fundamental de Euler considera un rotor que posee infinitos álabes de forma tal que el fluido está constantemente guiado entre ellos, donde no se generan pérdidas hidráulicas, tratando así los fenómenos de una manera ideal. Sin embargo, los resultados y formulaciones son aplicables para el caso real.

En la Figura 36, se hace referencia de una turbomáquina operando en modo bomba, donde el ingreso del fluido se da por el centro de rotor (referenciado con el subíndice 1) y la salida del fluido se da radial y tangencialmente a la salida de los alabes (referenciado con el subíndice 2).

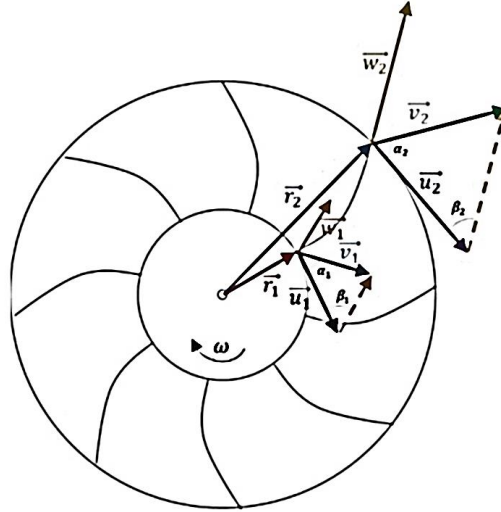


Figura 36. Triangulo de velocidades modo bomba.

Donde:

- \vec{r}_1 : Vector posición entre el eje de giro O y la partícula de fluido a la entrada.
- \vec{r}_2 : Vector de posición a la salida.
- $\vec{\omega}$: Velocidad angular de giro del rotor, [rad/s].
- \vec{u}_1 : Velocidad de transporte por el movimiento de rotación, [m/s].
- \vec{w}_1 : Velocidad relativa a la entrada del fluido respecto al álabe, [m/s].
- \vec{v}_1 : Velocidad absoluta del fluido a la entrada, producto de la suma vectorial \vec{u}_1 y \vec{w}_1 , [m/s].
- α : Ángulo que forman el vector \vec{u} y \vec{v} .
- β : Ángulo que forman el vector \vec{u} y \vec{w} , coincidente con el ángulo de salida¹ (2) o entrada² (1) del álabe.
- \vec{u}_2 : Velocidad de transporte a la salida, [m/s].
- \vec{w}_2 : Velocidad relativa a la salida del fluido respecto al álabe, [m/s].
- v_2 : Velocidad absoluta del fluido a la salida, [m/s].

La velocidad de transporte viene definida por la ecuación (6):

¹ Para el caso ideal de infinitos álabes.

² Para el caso de caudal de diseño.

$$u = \omega r = \frac{\pi D n}{60} \quad (6)$$

Donde:

- D : Diámetro de entrada/salida del rotor [m].
- n : Velocidad de rotación [rpm].

La altura teórica aportada a un sistema por un rotor se obtiene mediante la ecuación (5), donde se considera una única salida y entrada y el triángulo de velocidades mostrado en la Figura 36. Si la ecuación (5) se multiplica por la velocidad angular de la máquina, se tiene una expresión simplificada, ecuación (7).

$$\begin{aligned} M_{ext}\omega &= \rho Q \omega [(\vec{r}_2 \times \vec{v}_2) - (\vec{r}_1 \times \vec{v}_1)] \\ M_{ext}\omega &= \rho Q \omega [\vec{r}_2 \vec{v}_2 \cos\alpha_2 - \vec{r}_1 \vec{v}_1 \cos\alpha_1] \end{aligned} \quad (7)$$

Considerando que la potencia aplicada a la turbomáquina es el producto escalar del momento torsor y la velocidad angular, se puede obtener la carga hidráulica teórica mediante la ecuación de Euler, ecuación (8).

$$H_{BE} = \frac{M_{ext} \omega}{\gamma Q} = \frac{\vec{u}_2 \cdot \vec{v}_2 - \vec{u}_1 \cdot \vec{v}_1}{g} \quad (8)$$

Donde:

- H_{BE} : Carga teórica de Euler modo Bomba.
- M_{ext} : Momento torsor aplicado sobre el rotor
- γ : Peso específico del fluido, [kg/m^3].
- Q : Caudal, [m^3/s]
- g : Aceleración de gravedad, 9,81 [m/s^2].

Para el caso que la turbomáquina opere en modo turbina el ingreso y salida del fluido se invierten (Figura 34(b)). La ecuación de Euler es válida tanto para las máquinas motoras o generadoras, por ello, de la misma forma que se puede determinar la carga hidráulica cuando se le cede energía al fluido, se puede obtener la carga

hidráulica absorbida por la turbina para ser transformada en energía mecánica. Solo se precisa conocer las velocidades de entrada y salida a la máquina (Figura 37), la carga hidráulica teórica se tiene según la ecuación (9)

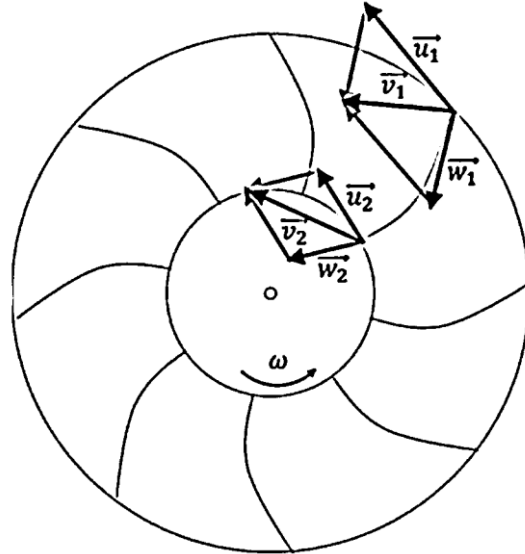


Figura 37. Triángulo de velocidades modo turbina.

$$H_{TE} = \frac{M_{ext} \omega}{\gamma Q} = \frac{\vec{u}_1 \cdot \vec{v}_1 - \vec{u}_2 \cdot \vec{v}_2}{g} \quad (9)$$

Donde:

- H_{TE} : Carga teórica de Euler modo Turbina.

Como se ha mencionado y se puede apreciar en la Figura 35, el funcionamiento de una misma turbomáquina a una misma velocidad giro (pero de signo contrario) en iguales condiciones no son iguales. La explicación teórica de porque las curvas de funcionamiento son diferentes se puede obtener aplicando la ecuación de Euler para máquinas en su funcionamiento ideal, a través de las curvas ideales para ambos modos. En condiciones ideales, el salto y caudal para ambos modos son los mismos (Figura 38), sin embargo, para efectos reales se debe considerar la geometría de la máquina, dado el número finito de álabes que posee el rotor, ocasionando circulación dentro del mismo y las pérdidas hidráulicas por choque y fricción [15].

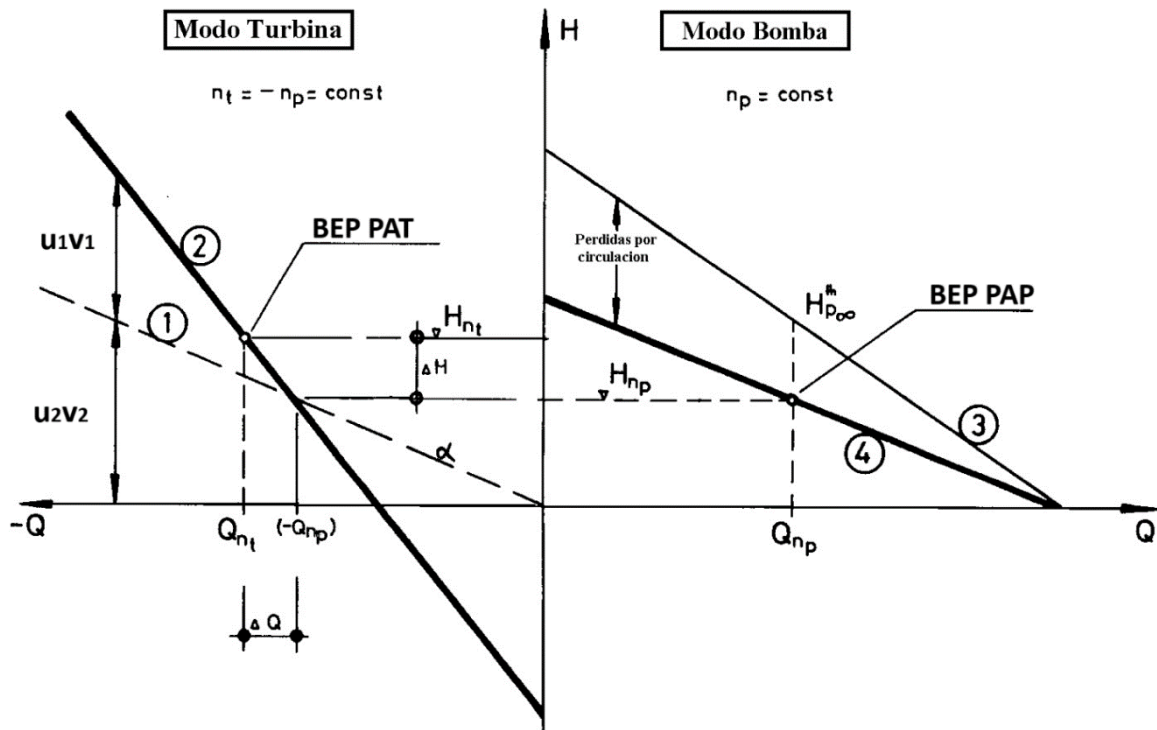


Figura 38. Curvas de funcionamiento PAT-PAP. Adaptación Chapallaz [15].

De la Figura 38 se tienen las curvas :

- 1: Carga hidráulica teórica de Euler considerando triángulo de entrada (u_2v_2)
- 2: Carga hidráulica teórica de Euler considerando triángulo de entrada y salida ($u_2v_2 - u_1v_1$)
- 3: Carga hidráulica teórica de Euler para número infinito de álabes ($\beta_{2\infty}$)
- 4: Carga hidráulica teórica de Euler para número finito de álabes (β_2)
- Los subíndices t y p, corresponden a turbina y bomba respectivamente (por la inicial en inglés de turbine y pump)

La ecuación de Euler considera un número infinito de álabes, por lo cual, no importa el punto de ingreso o salida, el fluido siempre estará guiado por un álabe. En la realidad el fluido y su contenido energético sufre efectos ocasionados por la geometría de la bomba, dado el número finito de álabes, y pérdidas hidráulicas por la fricción y choques que se dan entre el rotor y el fluido [15], como se observa en la Figura 39.

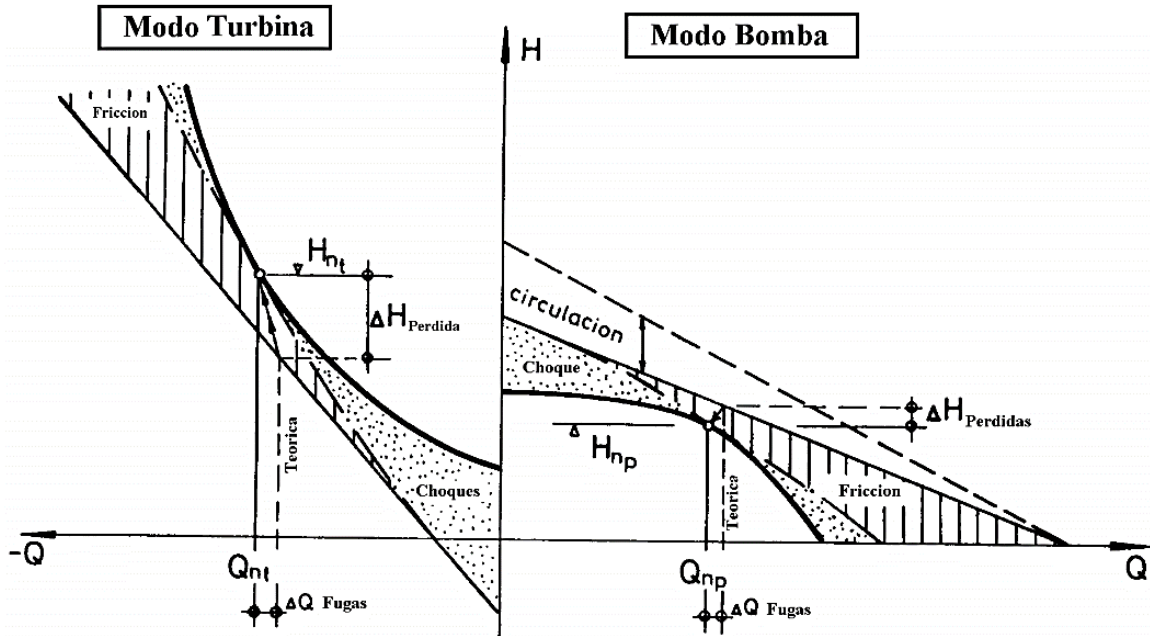


Figura 39. Pérdidas de funcionamiento PAT-PAP. Adaptación Chapallaz [15].

La cantidad finita de álabes (y la distancia entre sí) generan los canales por los cuales escurre el fluido donde se origina un flujo secundario ocasionando las denominadas pérdidas por circulación provocado por la velocidad de giro del rotor. Los efectos de la circulación en el modo bomba (Figura 40) tiene un mayor efecto sobre el triángulo de velocidades a la salida del rotor, donde se alcanzan las mayores velocidades provocando que el ángulo del flujo relativo a la salida sea β_2 y no $\beta_{2\infty}$ (ideal), ocasionando la disminución de la componente tangencial de la velocidad absoluta, lo que implica una disminución de la carga teórica de Euler [36]. Las pérdidas por circulación no son pérdidas de energía como si es el caso de las pérdidas por fricción, esto porque solo la energía transferida entre el fluido y el rotor se ve reducida pero no la energía contenida en el fluido mismo [15]. En el caso de operar como turbina, el funcionamiento está principalmente determinado por el triángulo de entrada, gobernado por la voluta (α_2), el elemento de regulación (fijo). En este caso el fenómeno de circulación se verá en la periferia interior del rotor, donde sus velocidades son menores, por lo cual los efectos son despreciables.

La operación en modo turbina sin fricción, corresponde a las condiciones ideales de Euler (número infinito de álabes y sin circulación), o sea que la entrada en

modo turbina coincide con el ángulo del flujo absoluto a la salida en modo bomba (α_2). Entonces el triángulo de velocidades a la entrada (α_2 y $\beta_{2\infty}$) en modo turbina sería el correspondiente al modo bomba sin los efectos de la circulación (Figura 41). Por lo tanto, ni el caudal ni la carga teóricos se verían disminuidos, siendo entonces mayores en modo turbina que en modo bomba [36].

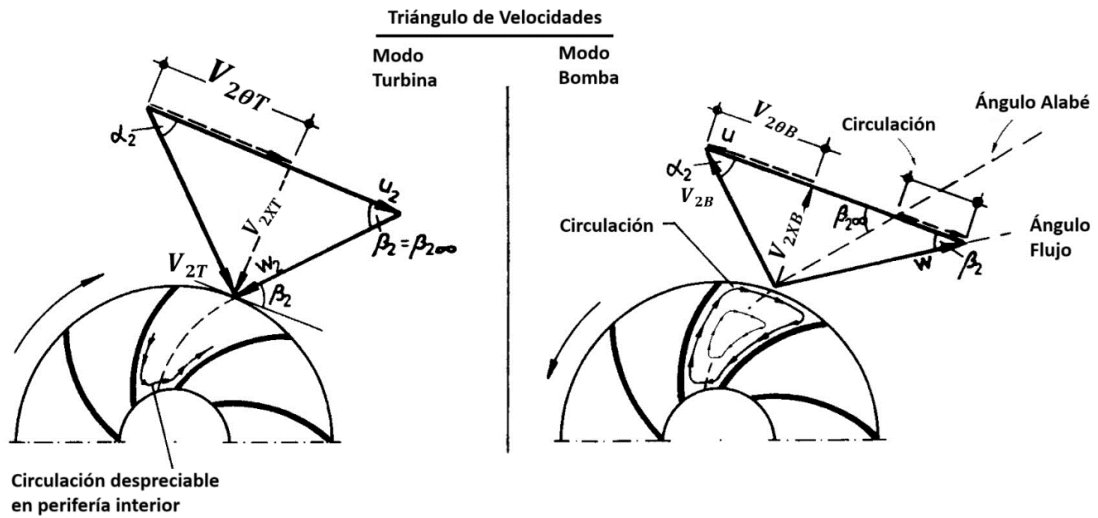


Figura 40. Diagrama de velocidades con circulación PAT-PAP. Adaptación Chapallaz [15].

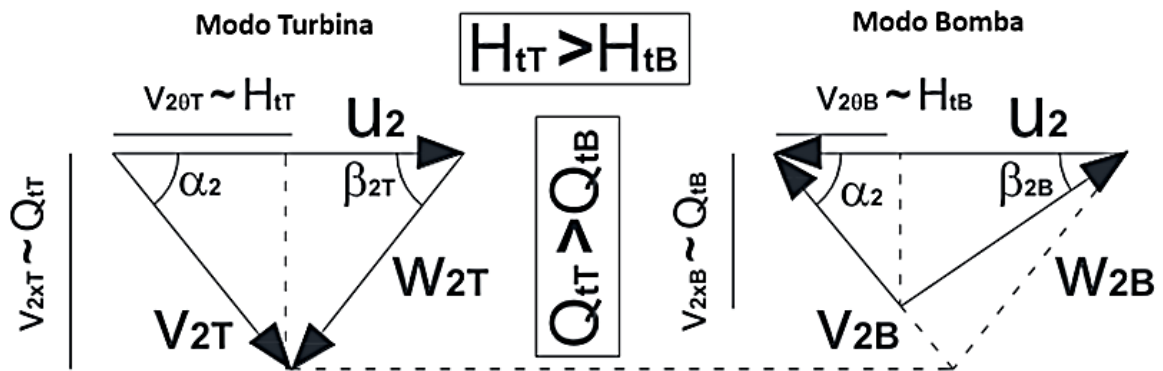


Figura 41. Triángulos de velocidades con circulación. Adaptación Chapallaz [36].

Las pérdidas hidráulicas por choque y fricción se ven reflejadas en el rendimiento de la turbomáquina operando como bomba y como turbina. La carga teórica de Euler desprecia estos efectos por lo que estas pérdidas son restadas a la carga teórica ocasionando una carga real menor, lo que se refleja en términos de rendimiento. En el modo turbina las pérdidas por fricción y choque se suman a la carga teórica de

Euler, de forma de obtener la carga real extraída del fluido [36]. Otras pérdidas hidráulicas que se generan son las pérdidas volumétricas, estas ocurren en el modo bomba debido a las fugas de fluido a partir del lado de alta presión del rotor hacia el de baja presión, bombeando un flujo total menor. En el caso de operar como turbina, el caudal real que ingresa a la turbomáquina resulta mayor que el que atraviesa el rotor ya que parte del flujo tiende a circular por las luces entre el rotor y la carcasa (flujo de By-pass) y no forma parte del intercambio de energía [36].

Las curvas de funcionamiento teórico se pueden observar en la Figura 39.

Capítulo 8

8 Metodología de selección

Dado que existe poca información de los fabricantes de bombas sobre su uso como turbinas es que se han desarrollado métodos para la selección mediante coeficientes empíricos considerando salto y caudal en función de la velocidad específica de la turbomáquina.

Diferentes autores plantean los coeficientes de caudal (K_Q), altura (K_H) y rendimiento (K_η) en base al punto de óptimo funcionamiento operando como bomba, y a su vez, en función de la velocidad específica como PAP y PAT.

Las relaciones de caudal, altura y rendimiento están determinadas por los coeficientes mencionados como se muestran en las ecuaciones (9), (10) y (11). Los coeficientes K_Q , K_H y K_η , estos coeficientes están determinados en función del rendimiento óptimo (η_{BEP_B}) en la Tabla 9. Coeficientes empíricos en función del rendimiento y los coeficientes basados en el número específico se revisan en la Tabla 10 y Tabla 11.

$$Q_{BEP_T} = K_Q \cdot Q_{BEP_B} \quad (9)$$

$$H_{BEP_T} = K_H \cdot H_{BEP_B} \quad (10)$$

$$\eta_{BEP_T} = K_\eta \cdot \eta_{BEP_B} \quad (11)$$

Donde:

- Q_{BEP_T} : Caudal óptimo de operación modo turbina.
- Q_{BEP_B} : Caudal óptimo de operación modo bomba.
- H_{BEP_T} : Altura óptimo de operación modo turbina.
- H_{BEP_B} : Altura óptimo de operación modo bomba.
- η_{BEP_T} : Rendimiento óptimo de operación modo turbina.
- η_{BEP_B} : Rendimiento óptimo de operación modo bomba.

Autor	K_Q	K_H	K_η
Stephanoff	$\frac{1}{\sqrt{\eta_{BEP_B}}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP_B}}$	1
Mc. Claskey	$\frac{1}{\eta_{BEP_B}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP_B}}$	1
Alatorre-Frenk	$\frac{0.85\eta_{BEP_B}^5 + 0.385}{2\eta_{BEP_B}^{9.5} + 0.205}$	$\frac{1}{0.85\eta_{BEP_B}^5 + 0.385}$	$1 - \frac{0.03}{\eta_{BEP_B}}$
Sharma-Williams	$\frac{1}{\eta_{BEP_B}^{0.8}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP_B}^{1.2}}$	1
Yang	$\frac{1.2}{\eta_{BEP_B}^{0.55}}$	$\frac{1.2}{\eta_{BEP_B}^{1.1}}$	—
Hancock	$\frac{1}{\eta_{BEP_B}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP_B}}$	—

Tabla 9. Coeficientes empíricos en función del rendimiento [38].

Autor	K_Q	K_H	K_η
Mijailov	$-0.078n_{sb} + 3.292$	$-0.078n_{sb} + 3.112$	$-0.0014n_{sb} + 0.96$
Carvalho	$50 - 5n_{sb}^2 - 0.0114n_{sb} + 1.2246$	$-20 - 5n_{sb}^2 + 0.0214n_{sb} + 0.7688$	—
Nautiyal	$30.303 \left[\frac{\eta_{BEP_B} - 0.212}{\ln(n_{sb})} \right] - 3.424$	$41.667 \left[\frac{\eta_{BEP_B} - 0.212}{\ln(n_{sb})} \right] - 5.042$	—
Barbarelli	$0.00029n_{sb}^2 - 0.02771n_{sb} + 2.01648$	$-3 \cdot 10^{-5}n_{sb}^3 + 4.4 \cdot 10^{-3}n_{sb}^2 - 0.20882n_{sb} + 4.64293$	—

Tabla 10. Coeficientes empíricos en función de n_{sb} [38].

Donde los coeficientes utilizados en las Tabla 10 y Tabla 11 son:

- η_{BEP_B} : Rendimiento óptimo de operación modo bomba.
- n_{sb} : Velocidad específica modo bomba.
- n_{st} : Velocidad específica modo turbina.

Sin embargo, la selección de la bomba a funcionar como turbina puede ser determinada según los valores de operación que se tengan en el punto donde se encuentra la VRP. En la Tabla 11, se determinan los coeficientes de caudal, altura y rendimiento en base del número específico de la turbina.

Autor	K_Q	K_H	K_η
Pérez-Sánchez, M.; Sánchez Romero, F. J.; Ramos, H. M.; López-Jiménez, P. A. [38]	$\frac{1}{0.2074 \ln(n_{st})}$	$\frac{1}{0.185669 \ln(n_{st})}$	$(0.254575 \ln(n_{st}))^{0.5}$ Para $n_{st} < 50$
	$\frac{1}{0.197675 \ln(n_{sb})}$	$\frac{1}{0.1759 \ln(n_{sb})}$	$(0.250976 \ln(n_{st}))^{0.5}$ Para $n_{sb} < 50$

Tabla 11. Coeficientes empíricos en función velocidad específica modo turbina y bomba.

El coeficiente K_η , expresado en la Tabla 11, es válido únicamente para valores de n_{st} menores a 50, en el caso de ser mayor, el coeficiente puede generar valores con un error mayor a la unidad (100%). A su vez, los autores proponen la relación entre n_{st} y n_{sb} [38], como muestra la ecuación (12) y (13)

$$n_{sb} = 1.17372 n_{st} \quad (12)$$

$$n_{st} = 0.846364 n_{sb} \quad (13)$$

Donde:

- n_{sb} : Velocidad específica modo bomba.
- n_{st} : Velocidad específica modo turbina.

Los coeficientes expuestos en las ecuaciones anteriores de la Tabla 11 en función de la velocidad específica modo bomba, han sido obtenidos a partir de los puntos de operación de casi un centenar de máquinas, obteniendo coeficientes de correlación en todos los casos superiores a 0,96. La Figura 42, muestra los puntos experimentales utilizados y las curvas de ajuste de todas las relaciones definidas en las Ecuaciones 9, 10 y 11, así como la predicción del número específico de la máquina operando como bomba (n_{sb}), definido por la Ecuación (13), en función de la velocidad específica en modo turbina. En el recuadro: (a) número específico modo bomba (n_{sb}), (b) coeficiente de caudal K_Q , (c) coeficiente de salto K_H , (d) coeficiente de rendimiento K_η .

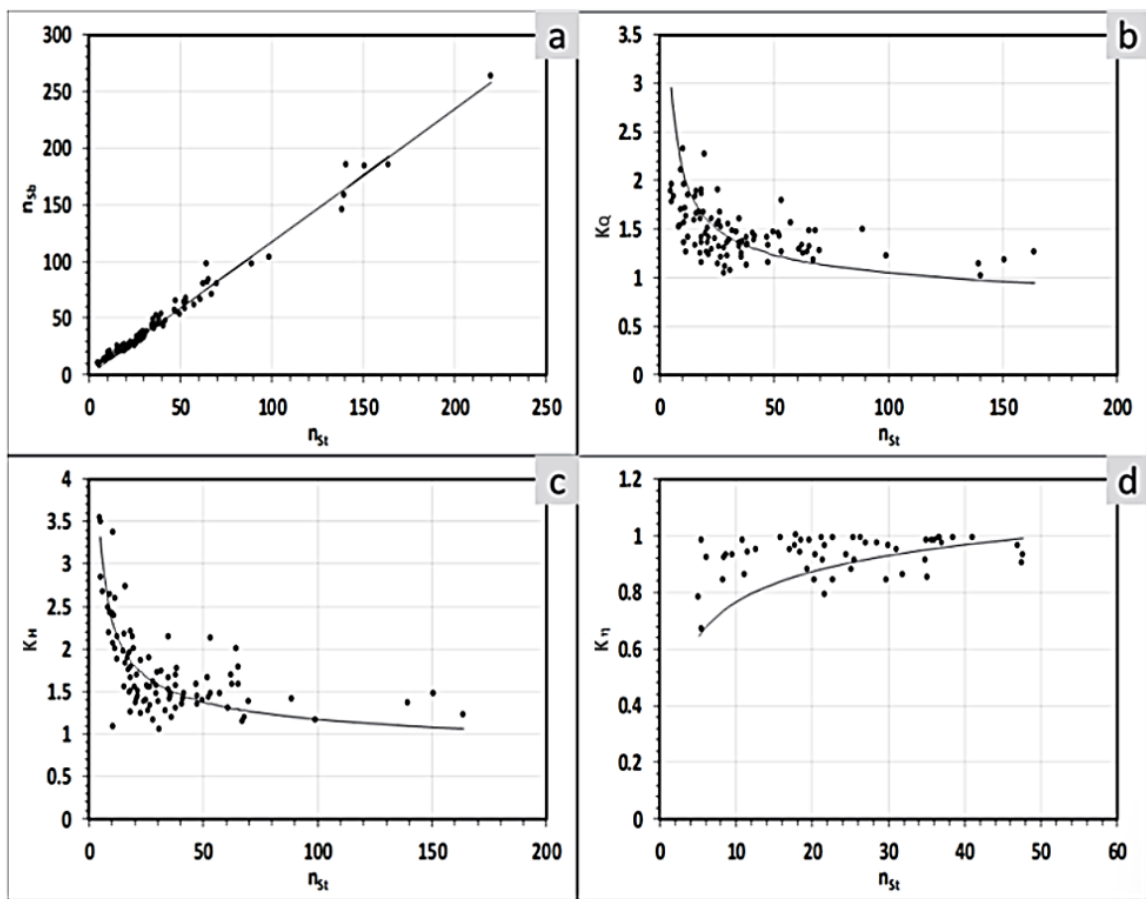


Figura 42. Coeficientes en función de n_{st} [38].

8.1 Selección PAT

El método de selección está centrado en los valores de línea a funcionar como recurso de operación de la PAT. Los puntos de operación son aquellos puntos de trabajo de la VRP. El método de selección se realizará considerando los coeficientes en función del rendimiento y velocidad específica.

Datos de entrada iniciales y coeficientes

Se analiza el sitio reconociendo el caudal y altura a recuperar. En virtud de que estos valores suelen ser variables a lo largo del día, se debe plantear un objetivo para determinar los valores nominales. Este objetivo puede ser, por ejemplo, maximizar la potencia instantánea o maximizar la energía diaria generada. Procurando mantener los valores de presión que se tienen a la salida de la VRP.

Los datos de entrada y la determinación de los coeficientes, para determinar los valores de búsqueda para escoger la bomba, se realizará utilizando los coeficientes basados en el rendimiento de la bomba (A) y los coeficientes en función de la velocidad específica modo turbina (B).

Ambos métodos de selección pueden resultar un proceso iterativo, siendo el método mediante los coeficientes en función del rendimiento de la bomba un proceso de mayor tendencia a ser iterativo, ya que se inicia con un rendimiento estimado, para luego repetir el proceso según el valor determinado por catálogo seleccionado.

A.1- Rendimiento

Se determinan los coeficientes K_Q , K_H y K_η de la Tabla 9. Coeficientes empíricos en función del rendimiento Tabla 9;

- Se asume un rendimiento inicial $\eta_{BEP_B} = 0,70$

B.1- Velocidad Específica PAT

Se determinan los coeficientes K_Q , K_H y K_η de la Tabla 11, en función de la velocidad específica modo turbina (n_{st}). Las velocidades específicas de la

turbomáquina modo bomba y turbina se pueden calcular mediante las ecuaciones (14) y (15) respectivamente [38].

$$n_{sb} = N_B \cdot \frac{\sqrt{Q_{BEP_B}}}{H_{BEP_B}^{3/4}} \quad (14)$$

$$n_{st} = N_{PAT} \cdot \frac{\sqrt{Q_T}}{H_T^{3/4}} \quad (15)$$

Donde:

- n_{sb} : Velocidad específica Bomba.
- n_{st} : Velocidad específica PAT.
- N_{PAT} : Velocidad de rotación de PAT [*rpm*].
- N_B : Velocidad de rotación de Bomba [*rpm*].
- Q_{BEP_B} : Caudal óptimo de operación modo bomba [m^3/s].
- Q_T : Caudal turbinado [m^3/s].
- H_{BEP_B} : Altura óptima de operación modo bomba [*m*].
- H_T : Altura recuperada [*m*].

Valores de operación Bomba

Una vez calculados los coeficientes, se define el punto estimado de operación en modo bomba (\hat{Q}_{BEP_B} y \hat{H}_{BEP_B}), mediante las ecuaciones (9), (10) y (11).

Selección de Bomba

Con los valores obtenidos de caudal y salto (\hat{Q}_{BEP_B} y \hat{H}_{BEP_B}), se selecciona la bomba a funcionar como turbina buscando aquella con valores cercanos de operación a los valores estimados. Con el valor de catálogo del caudal y salto de la bomba (Q_{BEP_B} y H_{BEP_B}):

A.2 – Si el rendimiento de la bomba seleccionada posee un valor diferente a 0,70 en su punto óptimo de funcionamiento, se redefinen los coeficientes iniciales (A.1) con el rendimiento de la bomba seleccionada.

B.2 – Se recalculan los coeficientes de la Tabla 11 en función de la velocidad específica modo bomba (n_{SB} , ecuación (14)). Una vez definidos los nuevos coeficientes en función del rendimiento y de la velocidad específica, se determinan los nuevos valores de Q_{BEP_T} y H_{BEP_T} , buscando corroborar que estos valores sean similares o coincidan con los valores iniciales de caudal y altura a recuperar, que se tienen como recurso. En el caso de que estos valores se asemejen, se continúa a determinar las curvas de funcionamiento de la PAT.

Curvas de funcionamiento PAT

Las curvas de funcionamiento se pueden determinar según los polinomios de las ecuaciones (16) y (17) [41].

$$\frac{H_t}{H_{tb}} = 1.0283 \left(\frac{Q_t}{Q_{tb}}\right)^2 - 0.5468 \left(\frac{Q_t}{Q_{tb}}\right) + 0.5314 \quad (16)$$

$$\frac{P_t}{P_{tb}} = -0.3092 \left(\frac{Q_t}{Q_{tb}}\right)^3 + 2.1472 \left(\frac{Q_t}{Q_{tb}}\right)^2 - 0.8865 \left(\frac{Q_t}{Q_{tb}}\right) + 0.0452 \quad (17)$$

La curva de rendimiento se puede obtener para cada punto según la ecuación (18) [41].

$$\eta_t = \frac{P_t}{\rho g Q_t H_t} \quad (18)$$

El proceso antes descrito se resume en el diagrama de flujo de la Figura 43.

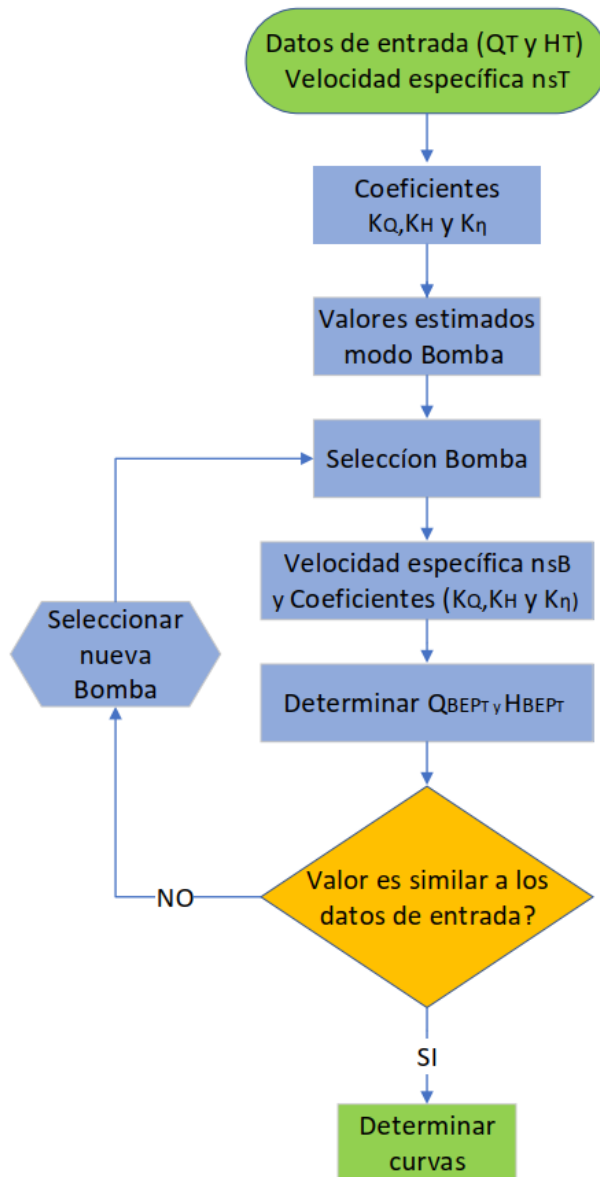


Figura 43. Diagrama de flujo.

8.2 Selección Generador

Para que un motor funcione como generador debe girar por encima de la velocidad de sincronismo n_s , provocando un deslizamiento sea negativo [42], de esta manera estará generando y transfiriendo energía eléctrica a la red por causa de la energía mecánica que transmite el rotor de la PAT como efecto del par generado por el paso del agua. La velocidad de sincronismo está dada por la ecuación (19).

$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (19)$$

Donde:

- n_s : Velocidad de sincronismo [*rpm*].
- f : Frecuencia [*Hz*].
- p : Pares de polos.

El deslizamiento es otro parámetro importante que estudiar, el valor de éste implica que el motor entregue un par o funcione como generador. El deslizamiento s , está definido por la ecuación (20).

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \% \quad (20)$$

Donde:

- s : Deslizamiento [*rpm*].
- n_s : Velocidad de sincronismo [*rpm*].
- n : Velocidad de rotación [*rpm*].

El motor a funcionar como generador puede ser el mismo que suministra el fabricante de bombas dado el conjunto electrobomba siempre y cuando el motor del grupo motobomba posea margen, con una potencia nominal considerablemente mayor al consumo nominal de la bomba de manera de evitar sobrecargas, como se observa en la Figura 35, donde se aprecia que la potencia de eje en modo turbina es considerablemente mayor que en modo bomba.

Mediante la ecuación (21) se determina la potencia de eje transmitida al rotor del generador.

$$P_{et} = g \cdot \rho \cdot Q_t \cdot H_t \cdot \eta_t \cdot 10^{-3} [kW] \quad (21)$$

Donde:

- P_{et} : Potencia de eje de PAT [*kW*].
- g : Aceleración de gravedad [*m/s²*].
- ρ : Densidad del agua [*kg/m³*].
- Q_t : Caudal de PAT [*m³/s*].
- H_t : Altura de PAT [*m*].
- η_t : Rendimiento de PAT.

Conocida la potencia de eje a transmitir, se determina la relación de la potencia de eje y potencia nominal (P_{et}/P_n) dada la Figura 44, valor con el que se podrá determinar la potencia nominal del motor necesaria para ser utilizado como generador, a través de la ecuación (22).

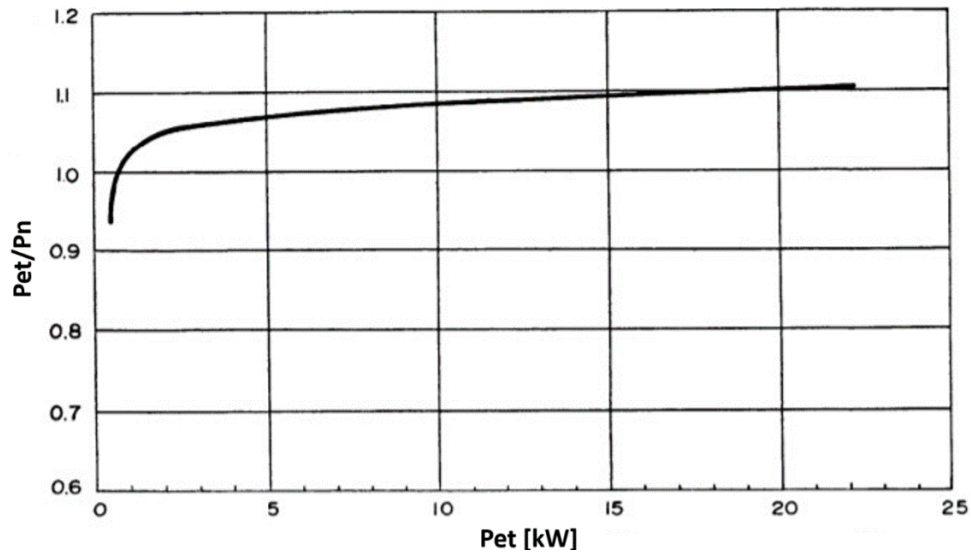


Figura 44. Curva de relación P_{et}/P_n . Adaptación Chapallaz [43].

La potencia nominal está dada por:

$$P_n = \frac{P_{et}}{P_{et}/P_n} \quad (22)$$

Donde:

- P_{et} : Potencia de eje de PAT [kW].
- P_n : Potencia nominal del motor [kW].

Capítulo 9

9 Caso de estudio

Como caso de estudio, OSE (Obras Sanitarias del Estado|Uruguay), empresa responsable del abastecimiento de agua potable en Uruguay, proporcionó datos de salto y caudal registrados en una VRP ubicada en el barrio Peñarol, en la intersección de las calles Casavalle y Lord Byron, en la ciudad de Montevideo (Figura 45). Los datos son mediciones a lo largo del día, cada 5 minutos durante 87 días, entre el 9 de marzo y el 1 de junio del 2021. La identificación de la instalación se observa en la Figura 46.

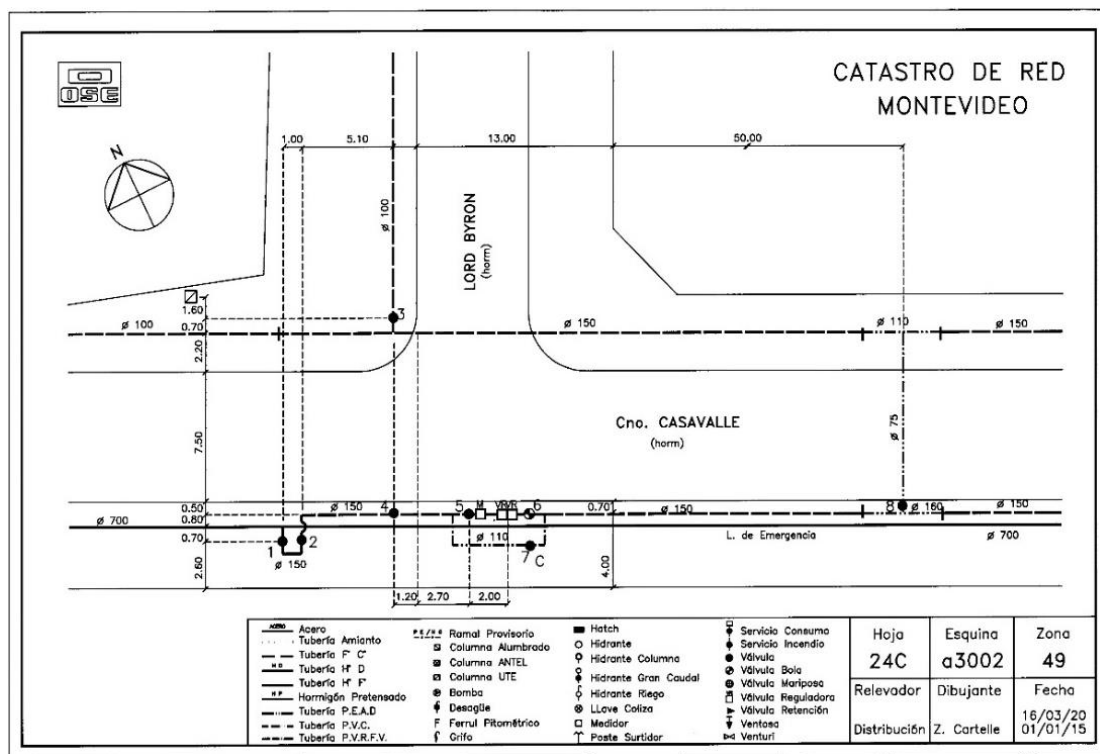


Figura 45. Catastro de Red OSE – Lord Byron.

La línea de distribución es a través de una Tubería de Fibrocemento de diámetro 150 mm. La cámara posee un medidor de caudal y presión aguas arriba de las válvulas de reducción de presión, dos válvulas reguladoras en serie y un ramal provisorio de diámetro 110 mm, el cual facilita la realización de trabajos en la línea.

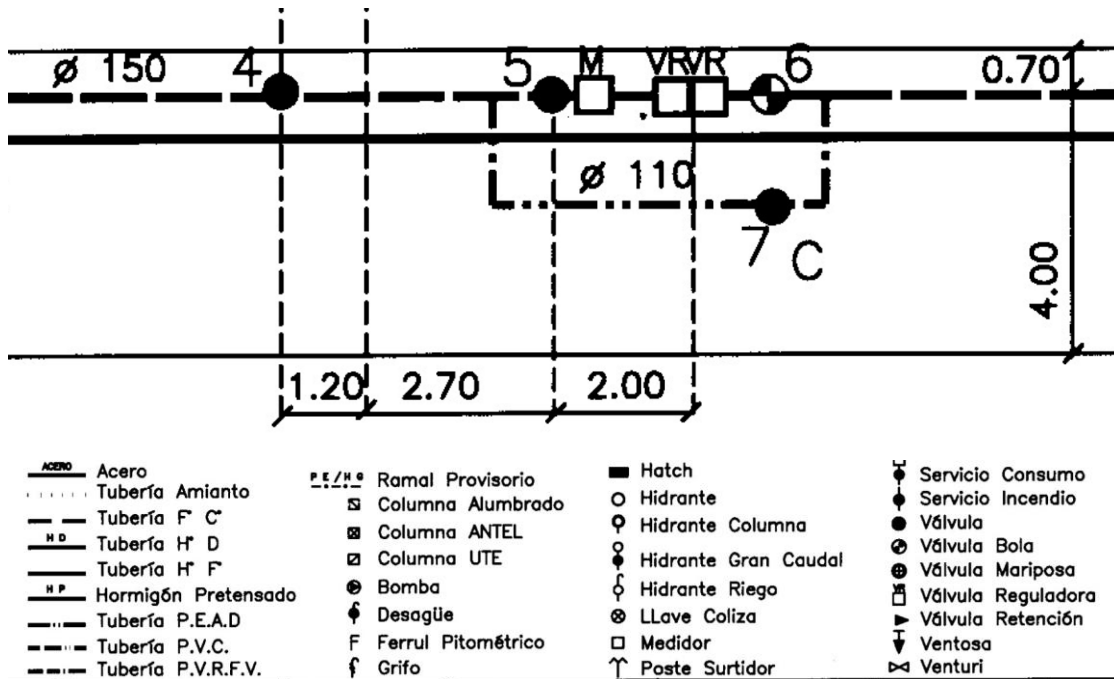


Figura 46. Detalle de instalación.

9.1 Evaluación del recurso³

Para lograr una correcta selección de la PAT se deben identificar los valores más representativos de la línea y realizar una evaluación del recurso. Es importante considerar que la variabilidad del recurso es una condición impuesta por la naturaleza

³ El estudio cuenta con valores de salto de la segunda VRP de la instalación, por lo mismo los saltos de trabajo son menores a los que se tienen comúnmente en los estudios que se encuentran en la literatura. Una vez percatados de los valores de trabajo se hace mención a la empresa a cargo de la distribución de agua potable -OSE- con el fin de confirmar que los datos fueran correctos y correspondan a la primera VRP. Los datos fueron ratificados. Posteriormente se nos informa que los valores corresponden a la segunda VRP. Al momento del aviso, el banco de ensayos se encontraba en proceso fabricación y con los equipos comprados. Se decide continuar el estudio dado que se tienen muy pocos estudios PATs de pequeño porte y aun así existe un recurso energético aprovechable.

de la instalación, la cual varía según la demanda de la población y servicios. Por lo mismo, es relevante caracterizar los caudales y alturas de recuperación.

La altura recuperada es uno de los parámetros necesarios para la selección de la bomba a operar como turbina y a su vez, es fundamental para el estudio, ya que esta representa los saltos de presión absorbidos por la VRP. Este salto útil a su vez tiene directa relación al tipo de equipo a ser utilizado. En la Figura 47, se observa que las alturas se registran en un rango de 0 a 12,5 m, concentrándose en un rango de 2,5 a 5 m siendo un 71,64 % de las alturas recuperadas. La Tabla 12 presenta un resumen de los observados en el histograma de la Figura 47.

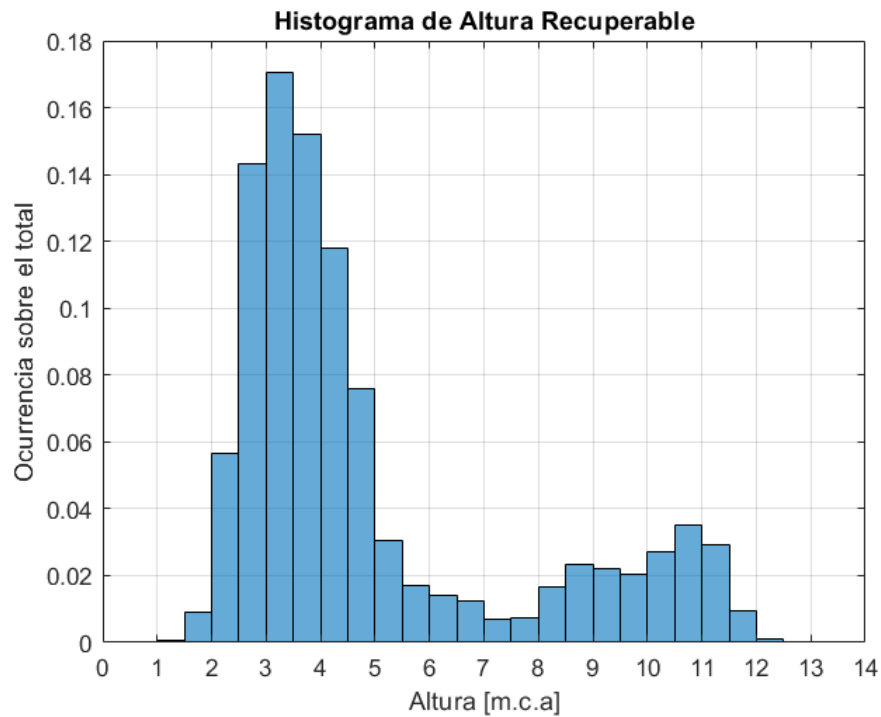


Figura 47. Histograma de altura recuperable.

N ^o	Rango de altura [<i>m. c. a</i>]		Porcentaje de ocurrencia [%]	Porcentaje Acumulado [%]
	Altura inferior	Altura superior		
1	0	0,5	0,02	0,02
2	0,5	1	0,04	0,06
3	1	1,5	0,05	0,11
4	1,5	2	0,92	1,03
5	2	2,5	5,64	6,67
6	2,5	3	14,34	21

N °	Rango de altura [<i>m. c. a</i>]		Porcentaje de ocurrencia [%]	Porcentaje Acumulado [%]
	Altura inferior	Altura superior		
7	3	3,5	17,06	38,06
8	3,5	4	15,21	53,27
9	4	4,5	11,8	65,07
10	4,5	5	7,59	72,66
11	5	5,5	3,05	75,71
12	5,5	6	1,72	77,43
13	6	6,5	1,4	78,84
14	6,5	7	1,26	80,1
15	7	7,5	0,7	80,8
16	7,5	8	0,72	81,52
17	8	8,5	1,68	83,2
18	8,5	9	2,35	85,55
19	9	9,5	2,22	87,77
20	9,5	10	2,04	89,81
21	10	10,5	2,7	92,5
22	10,5	11	3,53	96,03
23	11	11,5	2,91	98,95
24	11,5	12	0,96	99,9
25	12	12,5	0,09	100
26	12,5	13	0	100
27	13	13,5	0	100
28	13,5	14	0	100

Tabla 12. Datos Histograma de alturas de entrada.

El caudal es otro parámetro necesario que tener caracterizado. En la Figura 48, se observan que los caudales varían entre 0 a 36 l/s. El rango de 12 a 18 l/s se presentan como principales caudales de la línea. Como segundo rango, se tienen los caudales de 4 a 12 l/s.

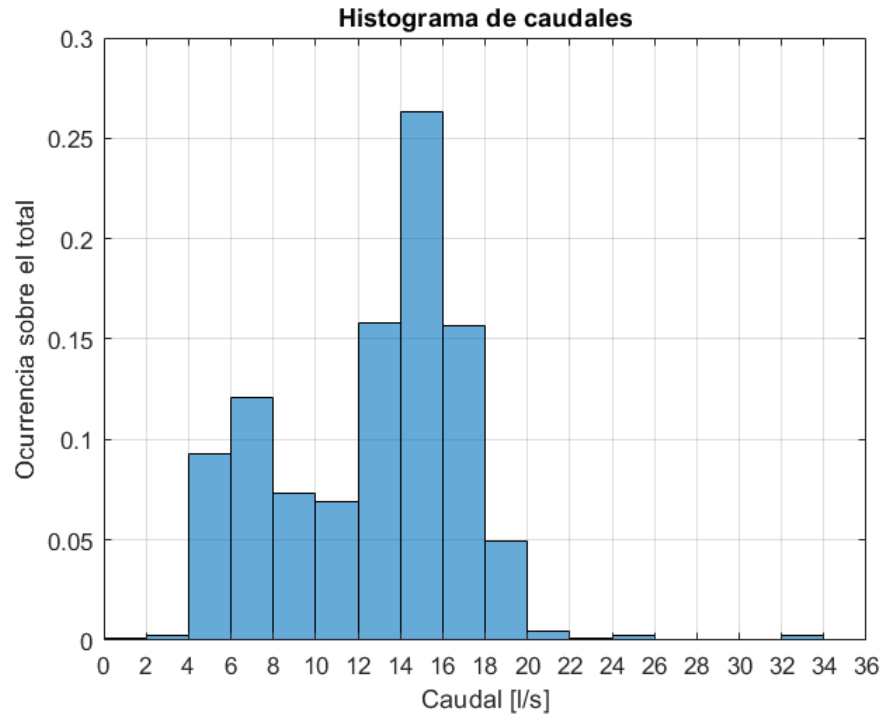


Figura 48. Histograma de caudales.

La Tabla 13, resume los datos graficados del histograma en la Figura 48. Los caudales más frecuentes se dan en el rango de 12 a 18 l/s, representando un 57.81 % de las ocasiones y alcanzando un porcentaje acumulado del 93.87 % de las ocurrencias para los caudales entre 0 a 18 l/s.

Nº	Rango de caudal [l/s]		Porcentaje de Ocurrencia [%]	Porcentaje Acumulado [%]
	Caudal inferior	Caudal superior		
1	0	2	0,12	0,12
2	2	4	0,27	0,4
3	4	6	9,3	9,7
4	6	8	12,11	21,81
5	8	10	7,32	29,13
6	10	12	6,92	36,06
7	12	14	15,81	51,87
8	14	16	26,35	78,22
9	16	18	15,65	93,87
10	18	20	4,94	98,81
11	20	22	0,43	99,25
12	22	24	0,13	99,38
13	24	26	0,25	99,63
14	26	28	0,03	99,65

Nº	Rango de caudal [l/s]		Porcentaje de Ocurrencia [%]	Porcentaje Acumulado [%]
	Caudal inferior	Caudal superior		
15	28	30	0,02	99,67
16	30	32	0,06	99,73
17	32	34	0,25	99,99
18	34	36	0,01	100
19	36	38	0	100
20	38	40	0	100

Tabla 13. Datos Histograma de caudales.

En la Figura 49, se observa la caracterización del recurso a lo largo del día, donde se muestran los valores medios de caudal y las alturas de entrada/salida de la válvula reductora de presión y la diferencia de alturas absorbidas por la VRP, lo cual nos aporta información fundamental para definir las condiciones del sistema a estudiar. Como es de esperar, la variabilidad tiene directa relación con el comportamiento de la población, industria y comercio, es por ello por lo que, en la vecindad del medio día se tienen los mayores caudales; y desde las primeras horas de la mañana los valores de altura de entrada y salida un salto uniforme.

En la Figura 50, se observan las potencias hidráulicas medias horarias que se tienen en el punto, alcanzando una energía diaria de **12,5 kWh**, lo que significan **374,84 kWh** de energía generada en el mes.

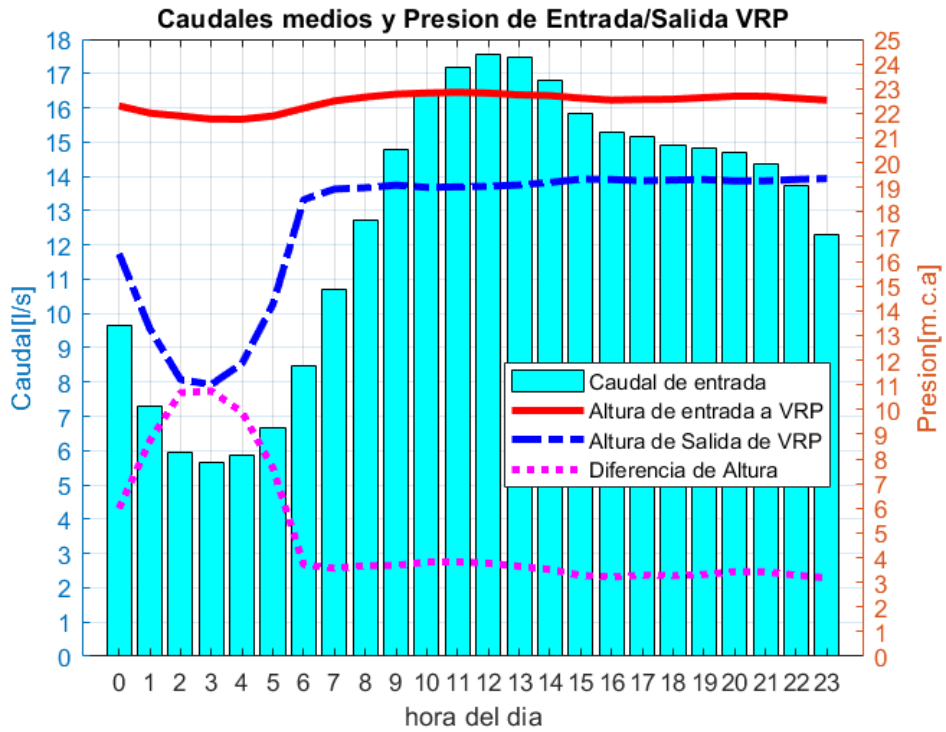


Figura 49. Caudal medio y altura de entrada/salida VRP.

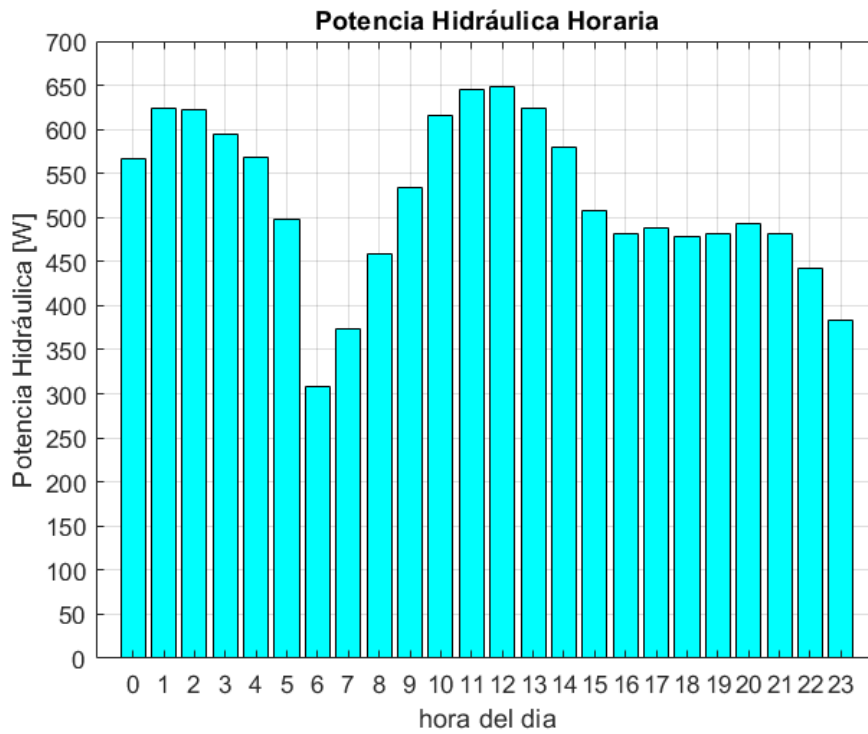


Figura 50. Potencia Hidráulica horaria.

9.2 Selección de PAT

Una vez analizado y caracterizado el recurso, se determinan los criterios y puntos de operación para la selección de la PAT. La generación de energía eléctrica surge como una función alternativa en la distribución de agua potable, sin embargo, la función objetivo es el suministro de agua potable. Por ello, se tendrán como criterios de selección de la PAT [44]:

- Mantener la presión aguas abajo del sistema.
- Maximizar la generación de energía.
- Minimizar las fluctuaciones de flujo en la PAT.

Como se revisó anteriormente, el sitio de estudio presenta un comportamiento relativamente estable durante la ventana horaria de las 7 a 23hs (Figura 49) con un bajo salto y el caudal, mediante válvulas y configuración de la ERP, se puede mantener como una variable constante para la selección del equipo en condiciones de operación nominal. En la Figura 51, se resumen los histogramas de caudal y altura, donde se aprecia el rango de puntos de trabajo de la PAT, se observa que los caudales varían entre 12 a 18 l/s , para los saltos con mayores ocurrencias que oscilan entre 2.5 a 4.5 m .

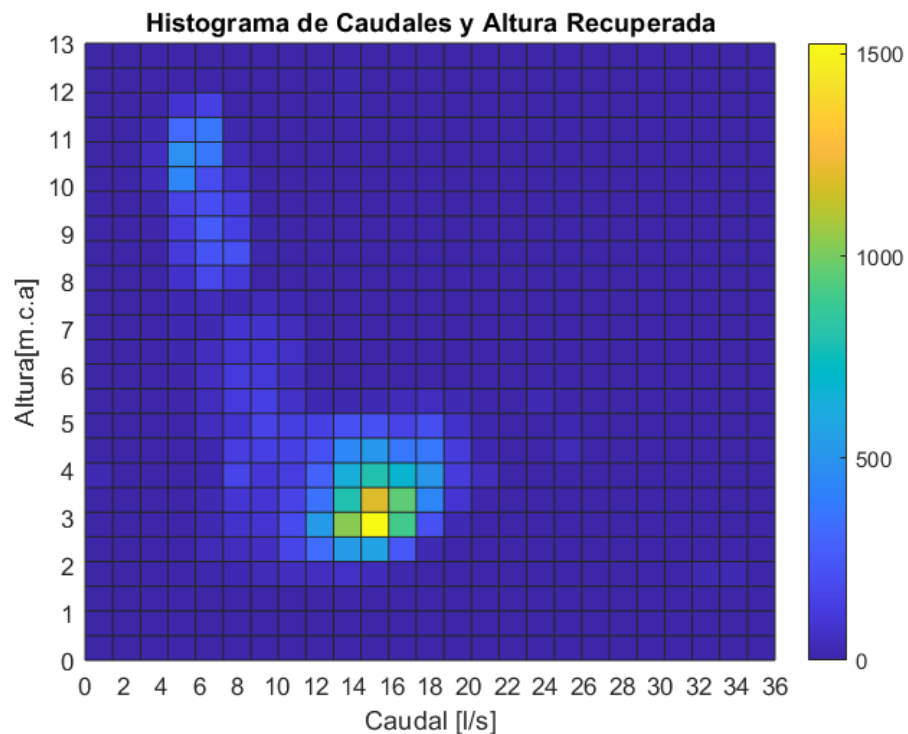


Figura 51. Histograma de Caudales y Altura.

Caracterizado el punto de instalación de la PAT y la ventana horaria para la cual se seleccionará la turbomáquina, se determinan los puntos de tendencia, que se observan en la Tabla 14.

Caudal [l/s]			Diferencia de Altura [m. c. a]				
Media	Moda	Mediana	Media	Moda	Mediana	Min.	Máx.
14,99	10,71	17,54	3,48	3,18	3,43	3,18	3,83

Tabla 14. Caudal y Altura 7hs a 23hs.

Para la preselección de la PAT se considera la moda de las alturas recuperadas y la moda de los caudales de la Tabla 14. Por tanto, los valores de entrada se muestran en la Tabla 15

Caudal [l/s]	Altura [m. c. a]
10,71	3,18

Tabla 15. Valor de entrada.

Con los puntos de operación definidos, los coeficientes empíricos de la Tabla 9 y Tabla 11 y junto al método de selección revisado en el capítulo 8, se determina la Figura 52, el cual entrega un primer cuadro para seleccionar la bomba.

Los valores obtenidos son resumidos en la Tabla 16 y graficados en la Figura 52.

Autor	K_Q	K_H	K_η	Caudal [l/s]	Altura [m. c. a]
Stephanoff	1,20	1,43	1	8,96	2,22
Mc. Claskey	1,43	1,43	1	7,49	2,22
Alatorre-Frenk	1,94	1,89	0,95	5,53	1,68
Sharma-Williams	1,33	1,53	1	8,05	2,07
Yang	1,46	1,78	-	7,33	1,79
Pérez – Sánchez*	1,28	1,43	-	8,39	2,23

*Respecto velocidad específica

Tabla 16. Valores de empíricos

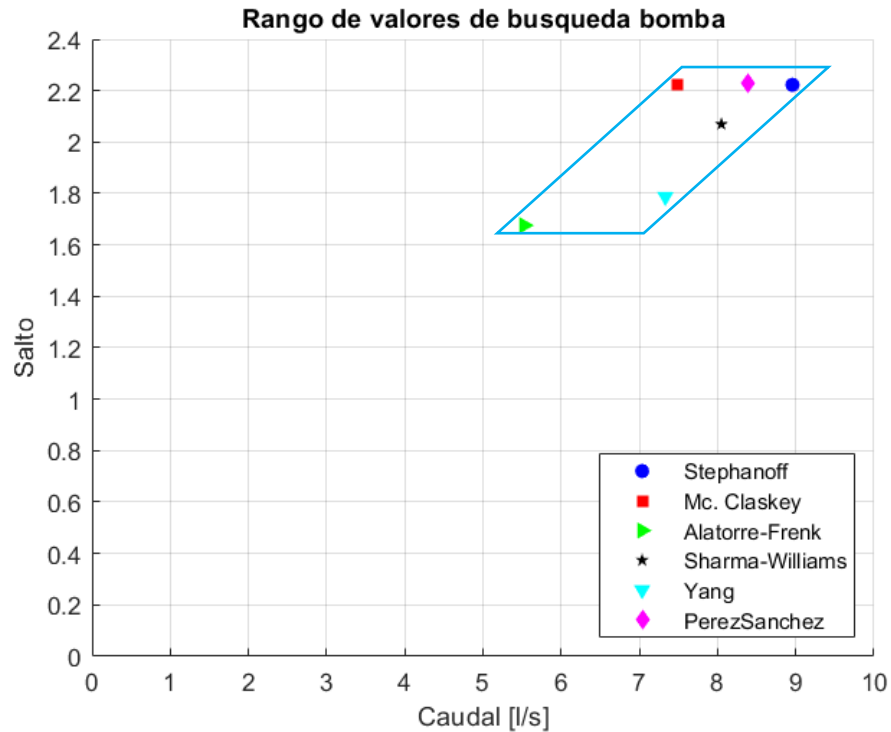


Figura 52. Rango de trabajo Bombas.

La bomba seleccionada para el sitio es marca KSB modelo METN 080-050-125GG, con rotor de 127 mm de diámetro, sus dimensiones generales se observan en la Figura 53 y sus curvas de funcionamiento en la Figura 54 y Figura 55 . El rendimiento óptimo en modo bomba es del 75 %, se encuentra para un salto de $1,75\text{ m}$ y un caudal de $25,5\text{ m}^3/h$ (ver Tabla 17).

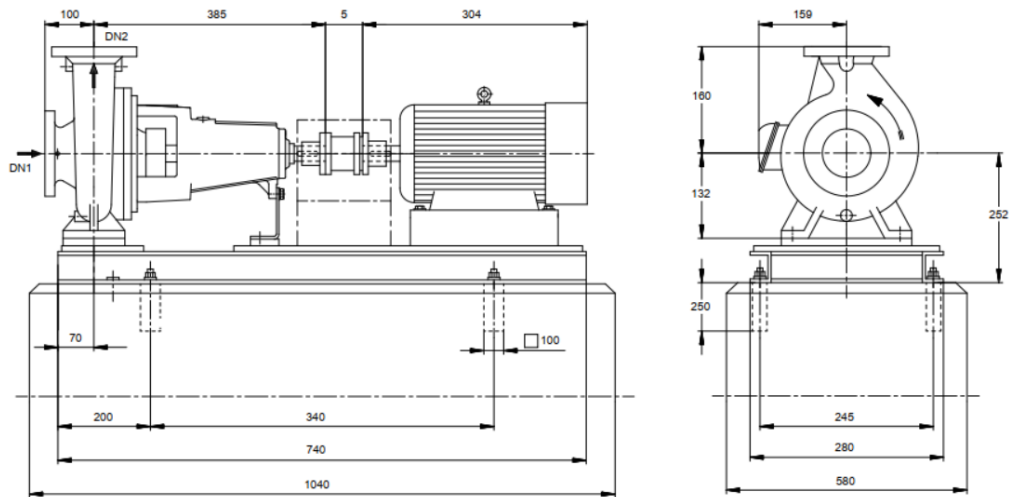


Figura 53. Dimensiones METN 080-050-125GG.

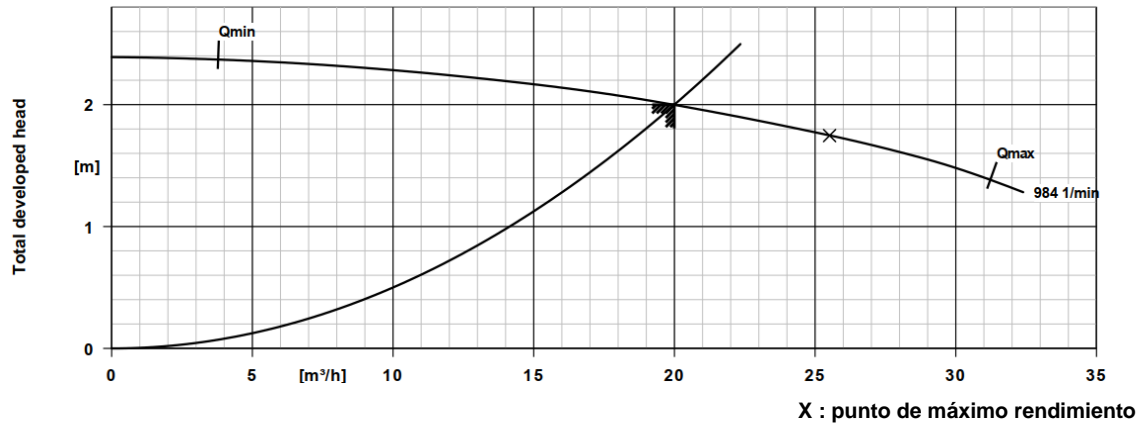


Figura 54. Curvas funcionamiento fabricante Salto-Caudal.

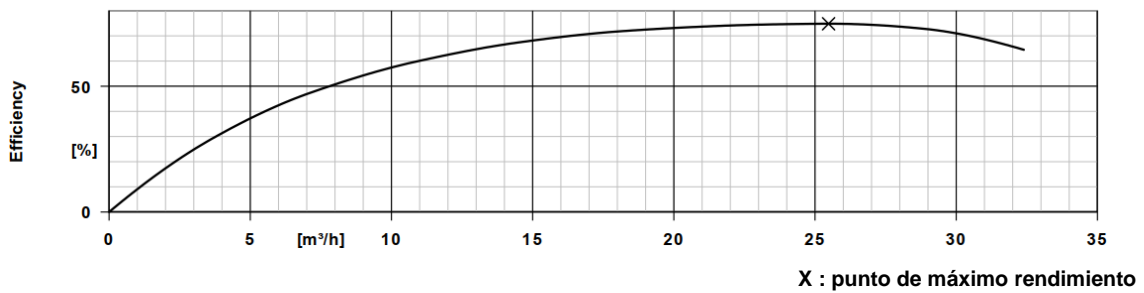


Figura 55. Curvas funcionamiento fabricante Rendimiento-Caudal.

Parámetro	Valor
Q_{BEP_B}	25,5 [m ³ /h]
H_{BEP_B}	1,75 [m. c. a]
η_{BEP_B}	75 %
N	984 [rpm]
Diametro Rodete	127 [mm]

Tabla 17. Parámetros METN 080-050-125GG.

Se redefinen los coeficientes considerando el rendimiento de la bomba seleccionada y se define el rango de valores a turbinar, que se observan en Tabla 18 y Figura 56.

Autor	K_Q	K_H	K_η	Caudal [l/s]	Altura [m. c. a]	Rendimiento
Stephanoff	1,15	1,33	1	8,18	2,33	0,75
Mc. Claskey	1,33	1,33	1	9,44	2,33	0,75
Alatorre-Frenk	1,75	1,70	0,96	12,40	2,98	0,72
Sharma-Williams	1,26	1,41	1	8,92	2,47	0,75
Yang	1,41	1,65	-	9,96	2,88	-
Pérez – Sánchez*	1,27	1,42	-	8,97	2,49	-

*Respecto velocidad específica

Tabla 18. Valores para turbinar.

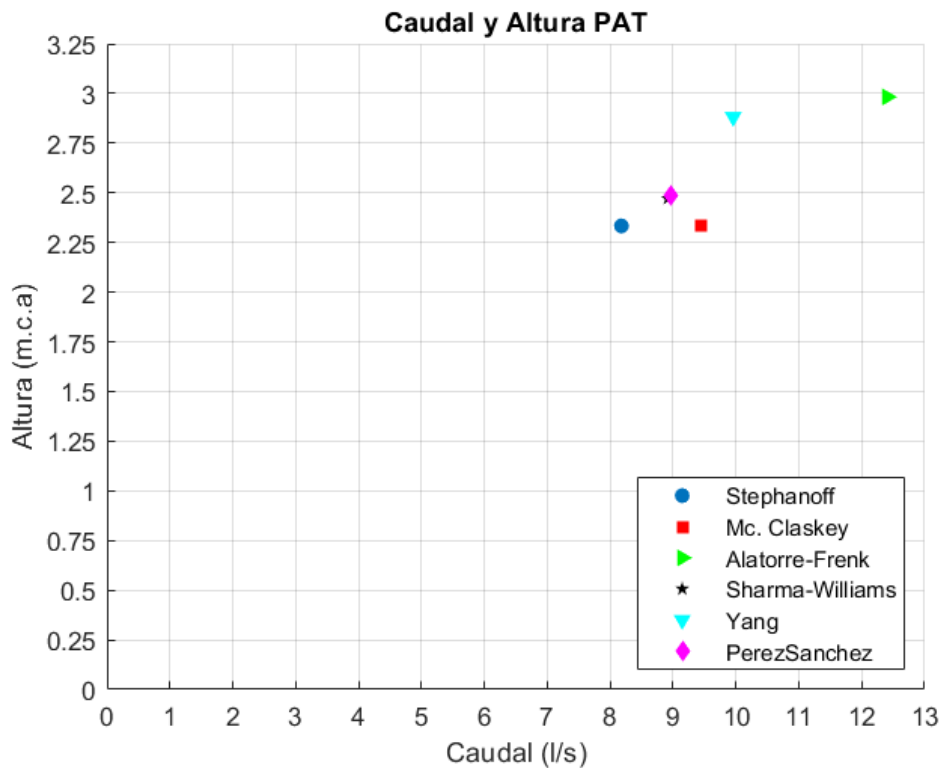


Figura 56. Rango de trabajo PAT.

Las curvas de funcionamiento de salto y caudal en modo turbina (a partir de las predicciones vistas en el capítulo 8) se observan en la Figura 57, donde se observa que la PAT alcanza un rendimiento máximo de 74 % (similar a la PAP), para el caudal de 8,43 l/s. Para el mismo punto la PAT genera 200 W (Figura 58).

Considerando el salto útil que se tiene en la ventana horaria desde las 7hs a las 23hs se tiene un funcionamiento con un rendimiento del 71 %, para un caudal de 10,78 l/s y un salto de 3.38 m, donde la PAT genera 337 W.

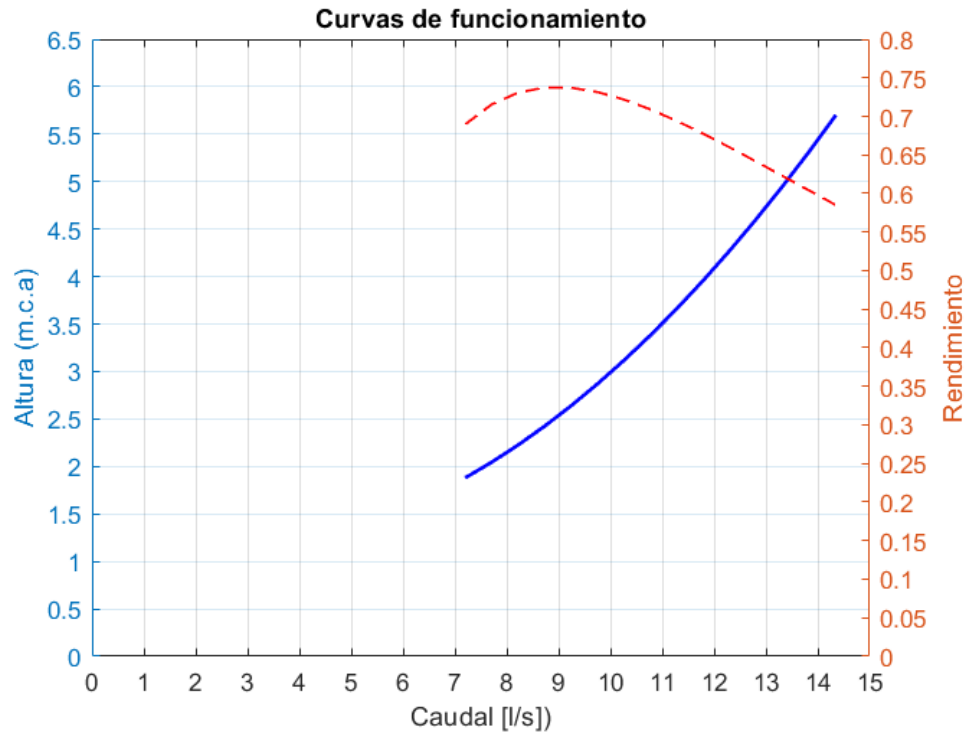


Figura 57. Curvas de funcionamiento PAT.

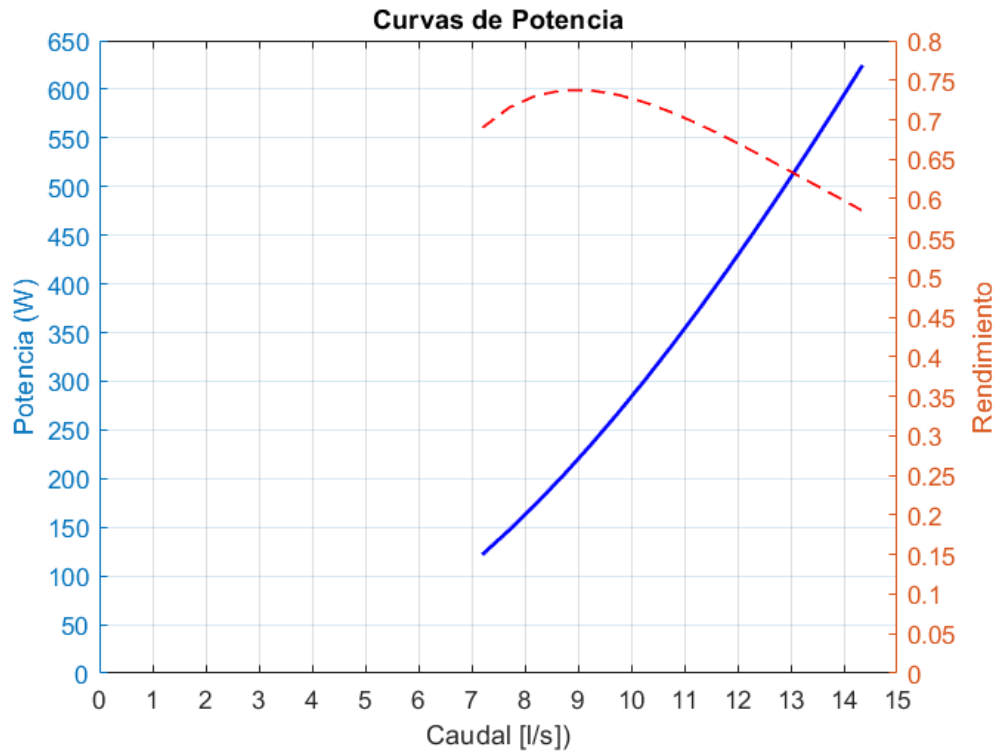


Figura 58. Curvas de funcionamiento Potencia.

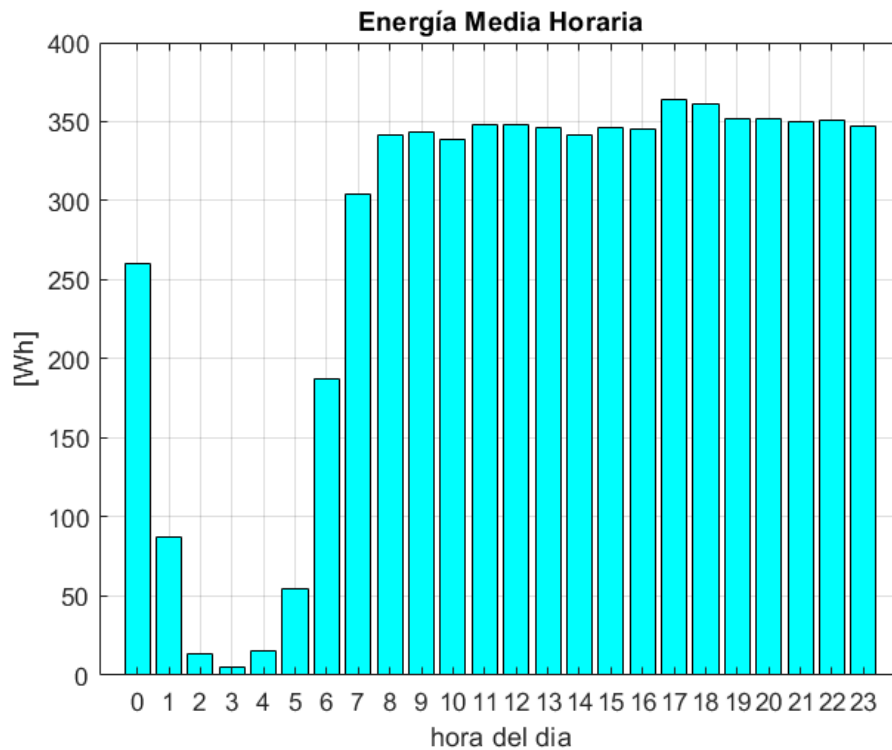


Figura 59. Generación.

Una vez determinada la curva de funcionamiento de la PAT es posible conocer un valor teórico del potencial energético a recuperar en el punto.

Cuando los caudales exceden al que es posible turbinar por la PAT, se debe conectar un By-pass para turbinar el caudal máximo o el punto óptimo de operación para la PAT y el resto es posible turbinarlo utilizando otra(s) PAT(s) en paralelo o disiparlo a través de una VRP.

En la Figura 59, se observa la energía generada por cada hora del día considerando las fluctuaciones del recurso durante el día, donde en un periodo del día el caudal mínimo pocas veces llega al valor necesario para turbinar. Se tiene que el valor medio mensual posible a generar es **318,96 kWh** turbinando en su totalidad el caudal útil, generando durante un **84,54 %** de las horas posibles durante el periodo de tiempo estudiado.

Capítulo 10

10 Ensayo Experimental

Como se ha mencionado, al desconocer las curvas de funcionamiento de las bombas funcionando como turbinas es que es necesario e importante de conocer cómo será el rendimiento y los puntos de operación de una PAT que tiene como finalidad trabajar en la red de distribución de agua potable de una ciudad. Por lo mismo, se han realizado gran cantidad de ensayos sobre estas turbomáquinas sin embargo pocos estudios se han realizado con bombas de pequeño salto y caudal. En el presente capítulo se detallará el banco de ensayo utilizado para el estudio y los resultados.

10.1 Banco de ensayo

La instalación que se muestra en la Figura 60, es un sistema cerrado con un tanque de 500 litros (A), donde la bomba auxiliar de alimentación (C) marca *KSB modelo Meganorm 40-160* genera las condiciones de salto y caudal a la entrada de la PAT (N), marca *KSB modelo METN 080-050-125GG*. Para cambiar las condiciones que se tienen a la entrada de la PAT se cuenta con un variador de frecuencia marca Emerson (H) que controla el grupo motobomba auxiliar y una válvula esclusa de 2" (J). El caudal es medido y registrado por un caudalímetro ultrasónico *GE TransPort PT878* (G). La presión en las secciones de entrada y salida de la PAT es medida y registrada por transductores de presión piezoeléctricos marca *Nuova Fima modelo ST1*. En cada sección de medida se instalaron 4 tomas de presión a 90° conectadas mediante un anillo, y estos se conectaron a sus respectivos transductores. La potencia mecánica del eje es medida y registrada por un torquímetro marca *Interface modelo T25-20-F3A* (M), que mediante acoples flexibles se instala entre el eje de la PAT y el eje del generador (asíncrono) marca *WEG W22* (L) de 6 polos de **0,75 kW**.

Para el estudio de las diferentes curvas características de la PAT se utiliza un variador de frecuencia marca *Siemens* modelo *Sinamics-V20* (I), junto con un módulo de frenado marca *Siemens* modelo *Sinamics-V20 Brake Module* y una resistencia eléctrica de 750 W . El variador de frecuencia es capaz de regular la velocidad de una máquina eléctrica rotativa y también determinar el sentido de giro de esta, pudiendo así funcionar una misma máquina como motor o generador.

Durante el estudio, al no estar inyectando la energía generada a la red es necesario disipar la energía eléctrica, la cual se disipa en forma de calor a través de la resistencia eléctrica controlada por el módulo de frenado.



Figura 60. Banco de ensayo proyectado e instalado en IMFIA.

10.2 Resultados y discusión

La PAT fue estudiada a seis diferentes velocidades de rotación, fijando la frecuencia del generador conectado a la PAT entre 25 Hz y 50 Hz . En el relevamiento de las curvas de funcionamiento de las PAT, se obtiene que en el intervalo de generación de energía su caudal varía desde $5,3$ a $14,35\text{ l/s}$, con saltos desde $0,9\text{ m}$ a $5,48\text{ m}$ (Figura 61).

La potencia máxima generada resultó 331 W con un rendimiento de $42,3\%$ para un caudal $14,35\text{ l/s}$ y un salto de $5,38\text{ m}$. La máxima potencia es alcanzada operando la PAT a 50 Hz (Figura 62). El rendimiento máximo es $45,7\%$ a 50 Hz , alcanzando una potencia de $253,5\text{ W}$, operando a $12,8\text{ l/s}$ y $4,5\text{ m}$. Se observa en las Figura 62 y Figura 63.

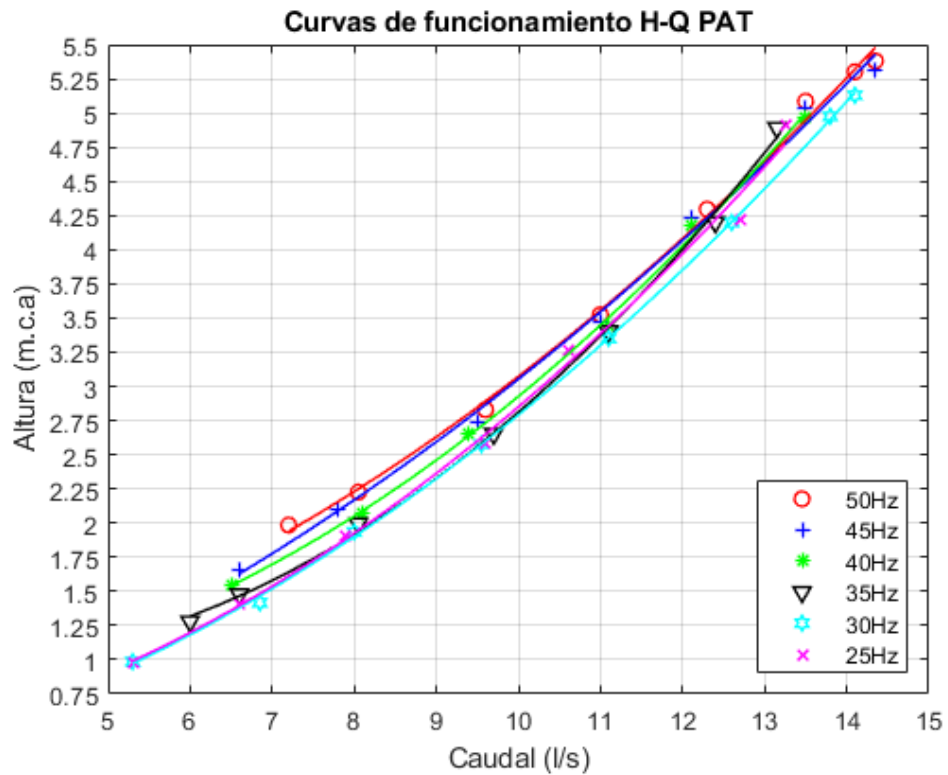


Figura 61. Curva de Salto-Caudal.

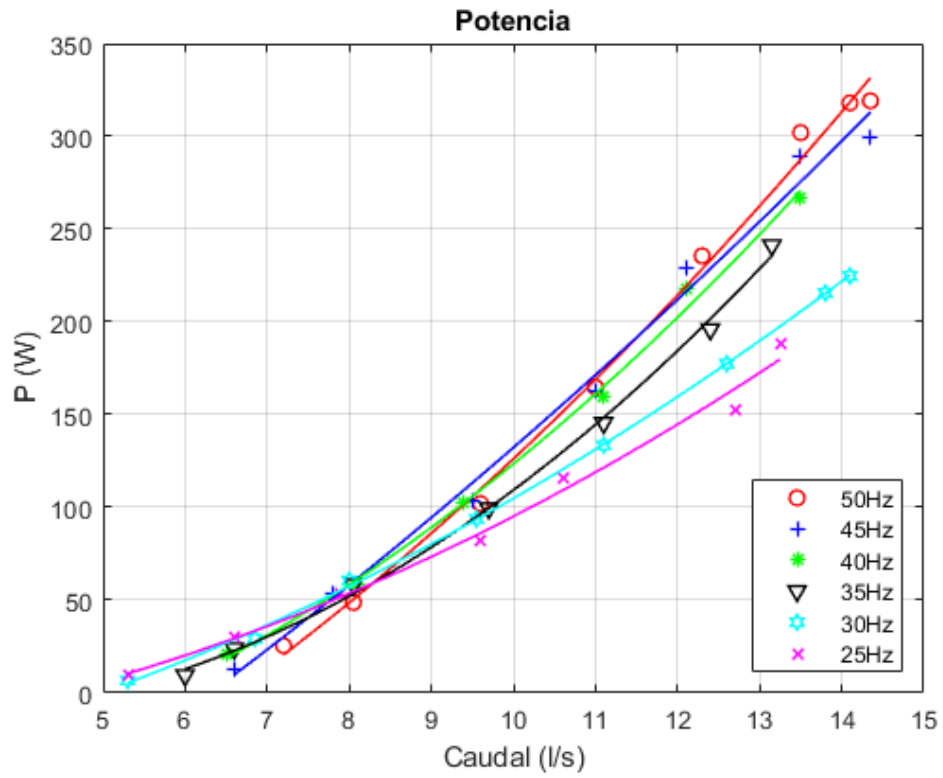


Figura 62. Curva de Potencia -Caudal.

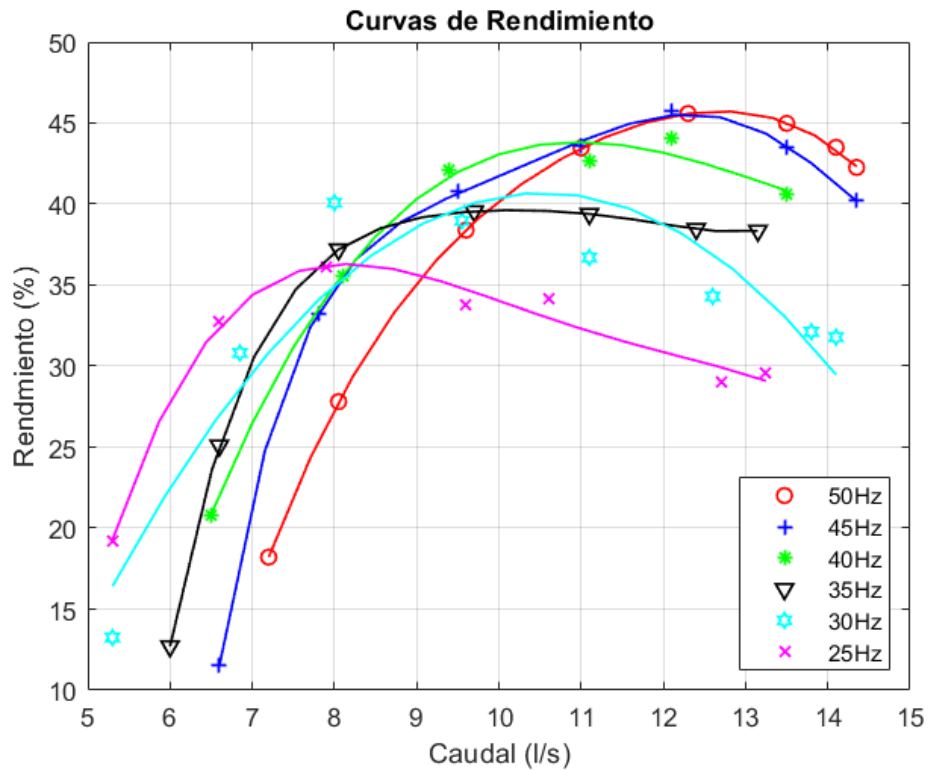


Figura 63. Curva de Rendimiento-Caudal.

Las curvas antes presentadas, tienen un comportamiento similar al obtenido en el estudio por Abazariyan, Rafee, & Derakhshan [39] (Figura 64, Figura 65 y Figura 66), donde se estudian los efectos viscosos en las PATs. El comportamiento mencionado es semejante al ensayo de correspondiente al agua pura. Dicho estudio se realiza con una bomba KSB Etanorm 40-125, la cual es de velocidad específica similar ($Q_{BEP} = 14 \text{ m}^3/\text{h}$; $Q_{BEP} = 5 \text{ m}$).

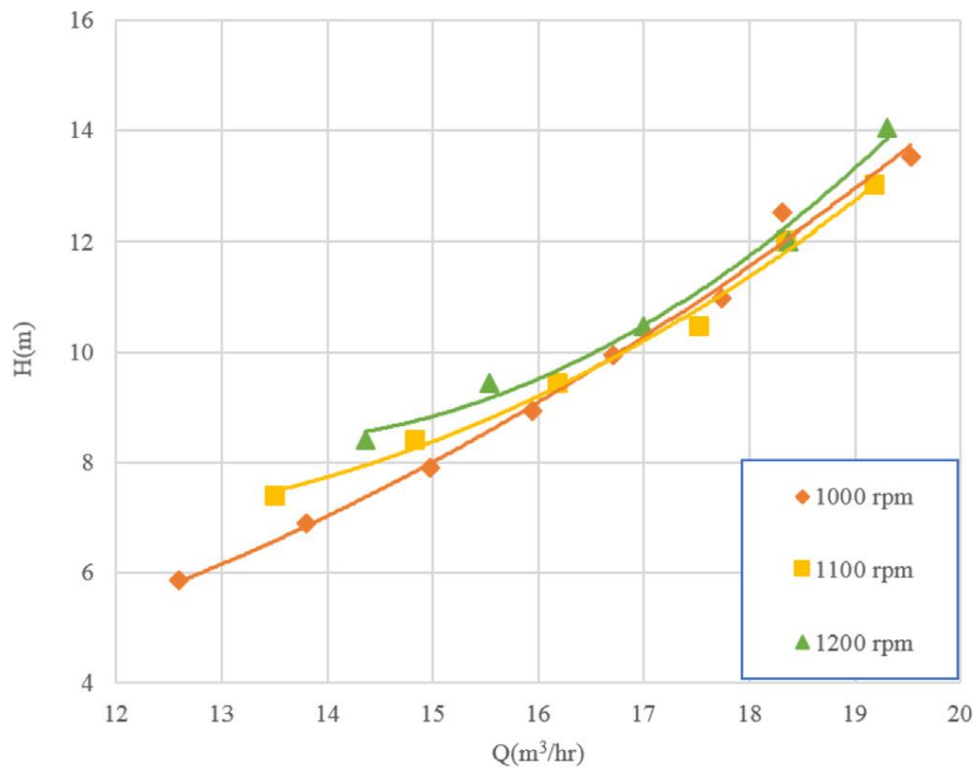


Figura 64. Salto y Caudal estudio en agua pura [39].

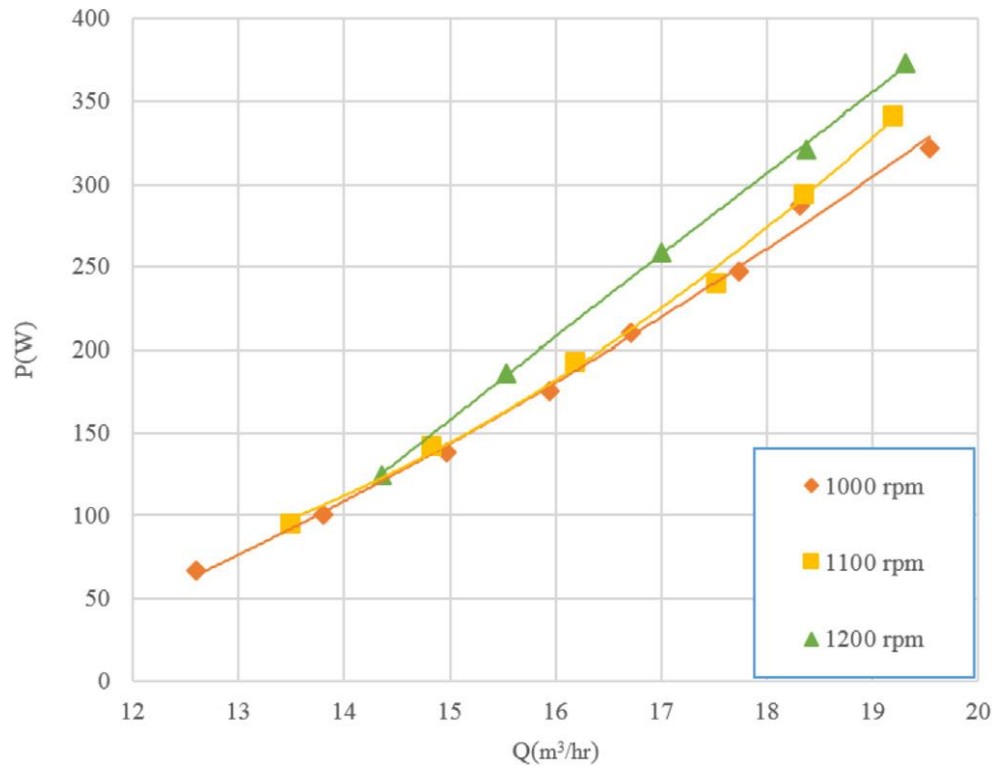


Figura 65. Potencia y Caudal estudio en agua pura [39].

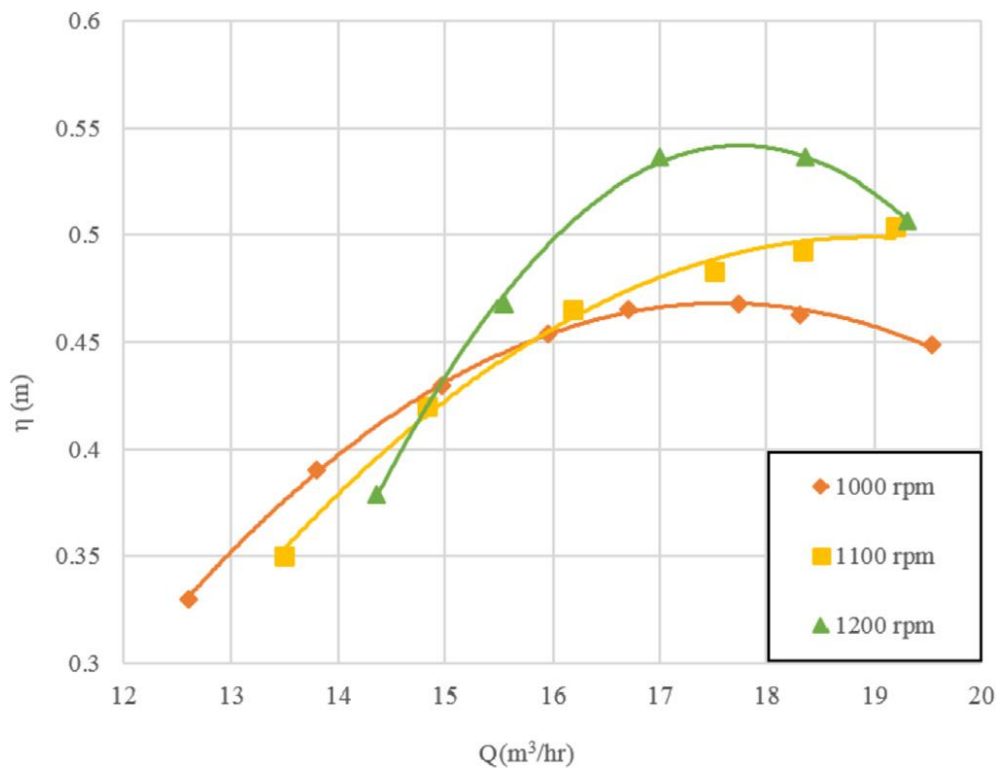


Figura 66. Rendimiento y Caudal estudio en agua pura [39].

En la Figura 67 se muestran las gráficas de las curvas obtenidas en el ensayo y las curvas obtenidas mediante los coeficientes de Pérez-Sánchez [38], y los polinomios (6), (7) y (8) dados por los estudios de Derakhshan & Nourbakhsh [45]. Se aprecia que las curvas de salto y caudal tienen una gran correlación. En la Tabla 19, se aprecia el error relativo, donde se tiene un valor medio del 2.5 %. Sin embargo, el rendimiento real es menor a los valores de la predicción lo cual se observa en la Figura 68, donde la potencia generada real es menor a la estimada por los polinomios.

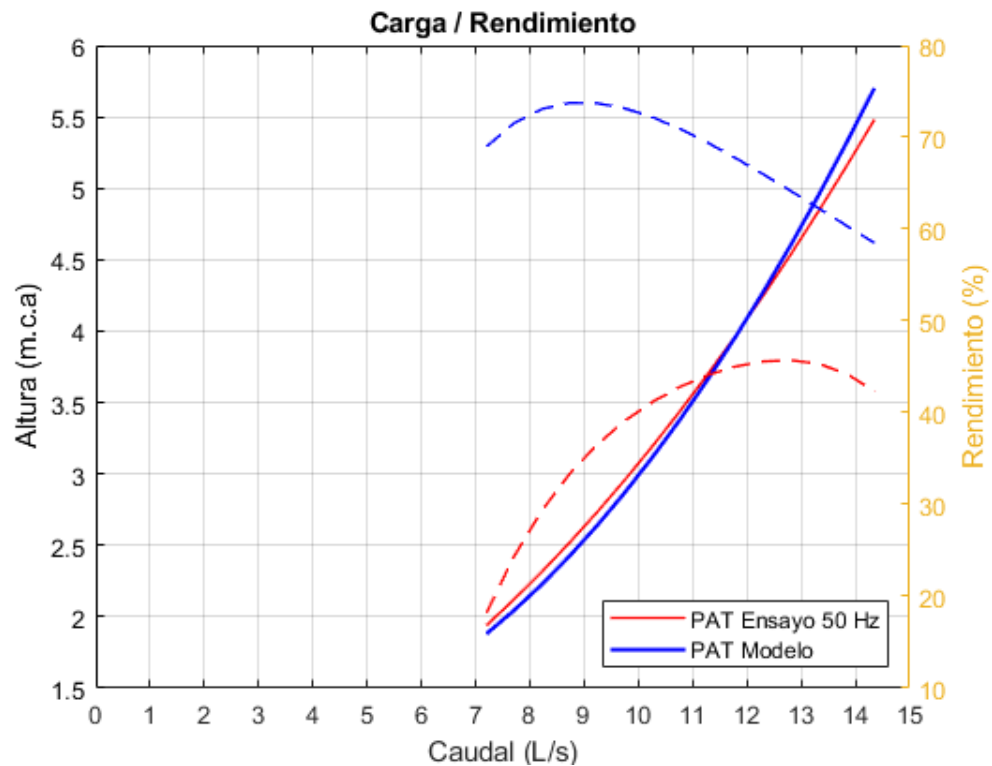


Figura 67. PAT Ensayo /Modelo. En trazo continuo se presenta la curva Salto-Caudal, mientras que en trazo discontinuo se presenta la curva Rendimiento-Caudal.

Caudal [L/s]	Altura Ensayo [m]	Altura Modelo[m]	Error Relativo Altura
7.20	1.94	1.88	3.1 %
7.71	2.12	2.05	3.6 %
8.22	2.32	2.23	3.8 %
8.73	2.52	2.43	3.7 %
9.24	2.73	2.64	3.4 %
9.75	2.96	2.87	3.0 %
10.26	3.20	3.12	2.4 %

Caudal [L/s]	Altura Ensayo [m]	Altura Modelo[m]	Error Relativo Altura
10.78	3.44	3.38	1.7 %
11.29	3.70	3.67	1.0 %
11.80	3.97	3.96	0.2 %
12.31	4.25	4.28	0.6 %
12.82	4.54	4.61	1.5 %
13.33	4.84	4.96	2.3 %
13.84	5.16	5.32	3.2 %
14.35	5.48	5.70	4.0 %
Media			2.5 %

Tabla 19. Error relativo Altura.

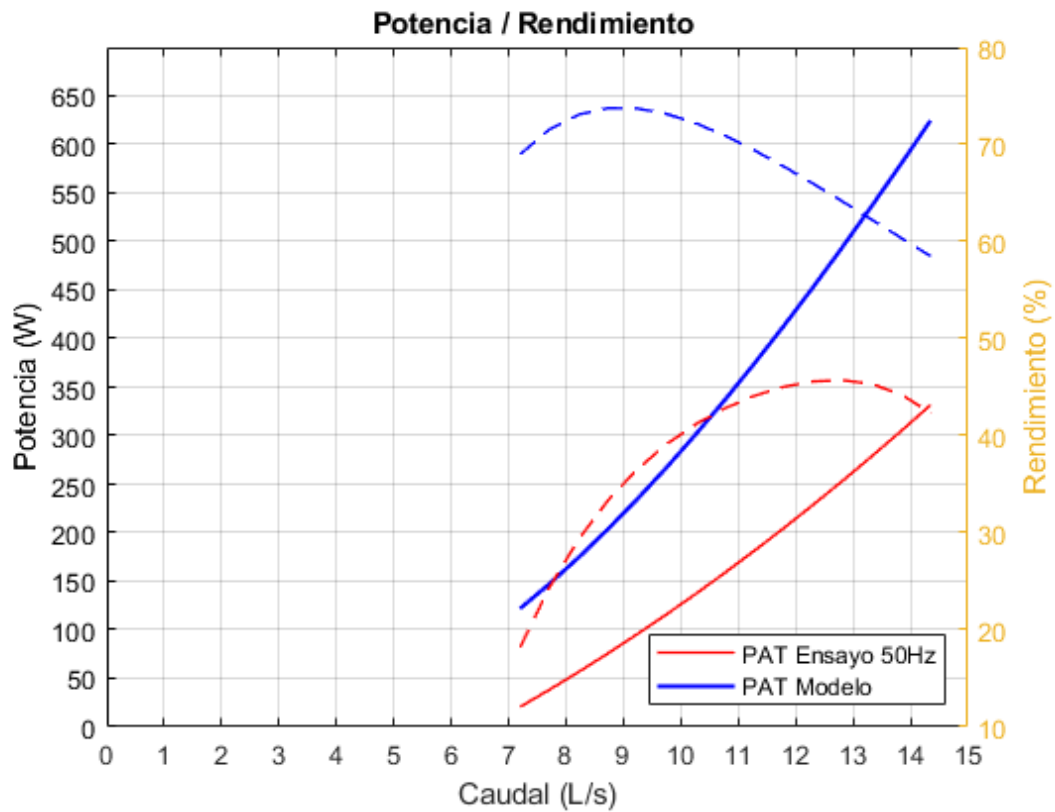


Figura 68. Potencia PAT Ensayo /Modelo.
 En trazo continuo se presenta la curva Potencia-Caudal, mientras que en trazo discontinuo se presenta la curva Rendimiento-Caudal

La reducción del salto absorbida por la PAT se puede observar en la Figura 69, donde se aprecia la variación de la presión a la entrada y salida PAT. Para 11 l/s se tiene una variación de $3,52 \text{ m}$, pasando de tener $7,33$ a $3,81 \text{ m}$. La mayor variación se da en caudales más altos, donde para $14,35 \text{ l/s}$ se tiene una variación de $5,38 \text{ m}$, pasando de $10,88$ a $5,5 \text{ m}$.

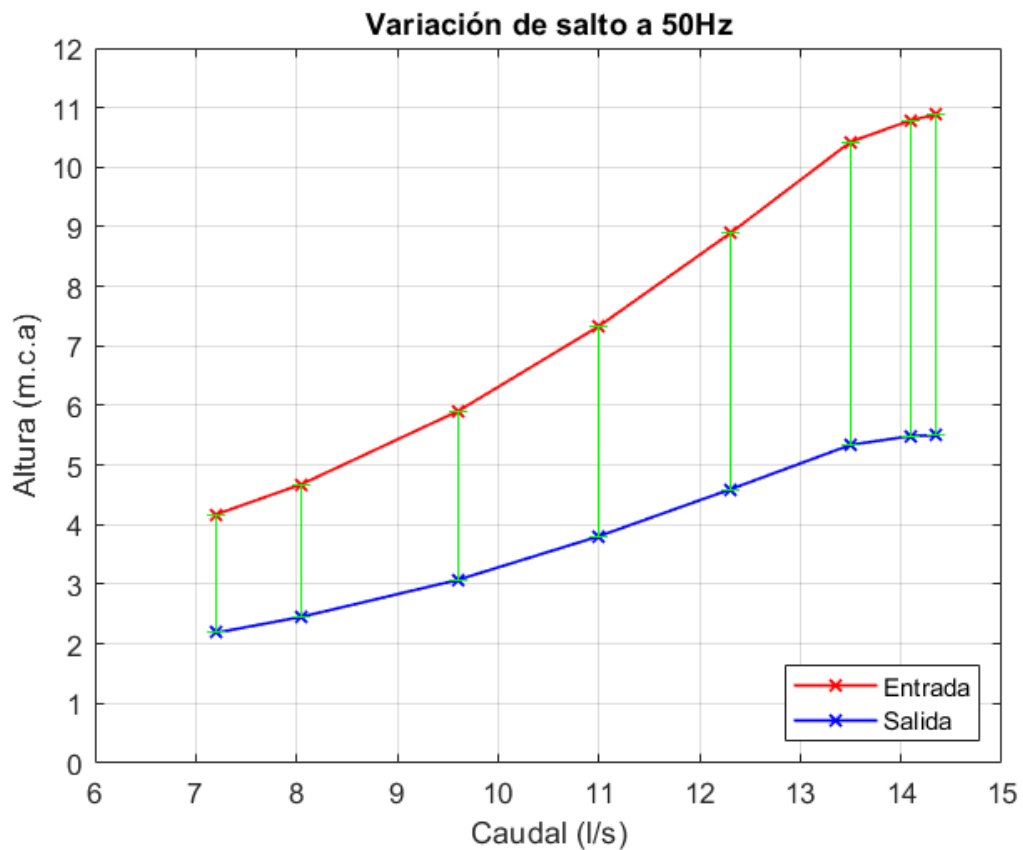


Figura 69. Variación Salto de salto

El bajo rendimiento que se tiene en PATs de pequeño porte se puede explicar por las pérdidas que se tienen en la entrada del rotor, el cual carece de órganos de regulación y por ello las pérdidas de energía son más notorias dadas las bajas cargas que se manejan. A su vez y posterior a los ensayos, la bomba fue desarmada y se encontró que el rotor presenta una geometría irregular en su construcción, donde cada alabe es diferente. Esto se puede apreciar en las Figura 70, Figura 71 y Figura 72, donde se observa la desviación que se tiene en la salida de los álabes. La distancia entre la

superficie frontal del ojo del rotor y el punto de inicio de un álabe, presenta una variación de hasta un 155 %, lo que ocasiona un ingreso irregular en cada canal generando aún más vorticidades al fluido al no existir álabes distribuidores en su voluta. Esto también se ve reflejado en el rendimiento modo bomba. La turbomáquina fue ensayada como bomba, donde su máximo rendimiento es de 59,4 %, un rendimiento menor al especificado por el fabricante, 75 %.



Figura 70. Rotor PAT KSB METN 080-050-125GG.



Figura 71. Rotor PAT KSB METN 080-050-125GG – Mediciones 1



Figura 72. Rotor PAT KSB METN 080-050-125GG. – Mediciones 2

Observando la estabilidad del salto a través de la VRP entre las 7hs y las 23hs (Figura 49), se plantea el uso de PATs en paralelo. Trabajando con un salto de $3,48\text{ m}$ (salto medio disponible, Tabla 14), lo cual significa operar a un caudal de 10.85 l/s a 50 Hz , donde el excedente de caudal sea turbinado por otras turbomáquinas. De esta manera es posible generar $91,59\text{ kWh}$ al mes. La generación diaria se observa en la Figura 73, realizando generación en paralelo a través de cuatro PATs. La instalación se plantea con cuatro bombas en paralelo, la cual debe contar con un ramal extra para realizar By-pass para el mantenimiento de los equipos, donde aguas abajo es seguido por una VRP para garantizar los valores de trabajo de la línea. De este modo, el sistema PATs está en serie con la VRP. En la Figura 74 se presenta un diagrama simplificado de la instalación propuesta. Debido a la variabilidad de los caudales y con el objetivo de incrementar el rango de operación del sistema, garantizando el funcionamiento es frecuente la instalación de varias máquinas en paralelo, aumentando de esta manera el rango de caudales y volúmenes turbinados (Pérez-Sánchez et al.,2018b). El número de máquinas a instalar dependerá de sus curvas de funcionamiento, así como de su velocidad de rotación

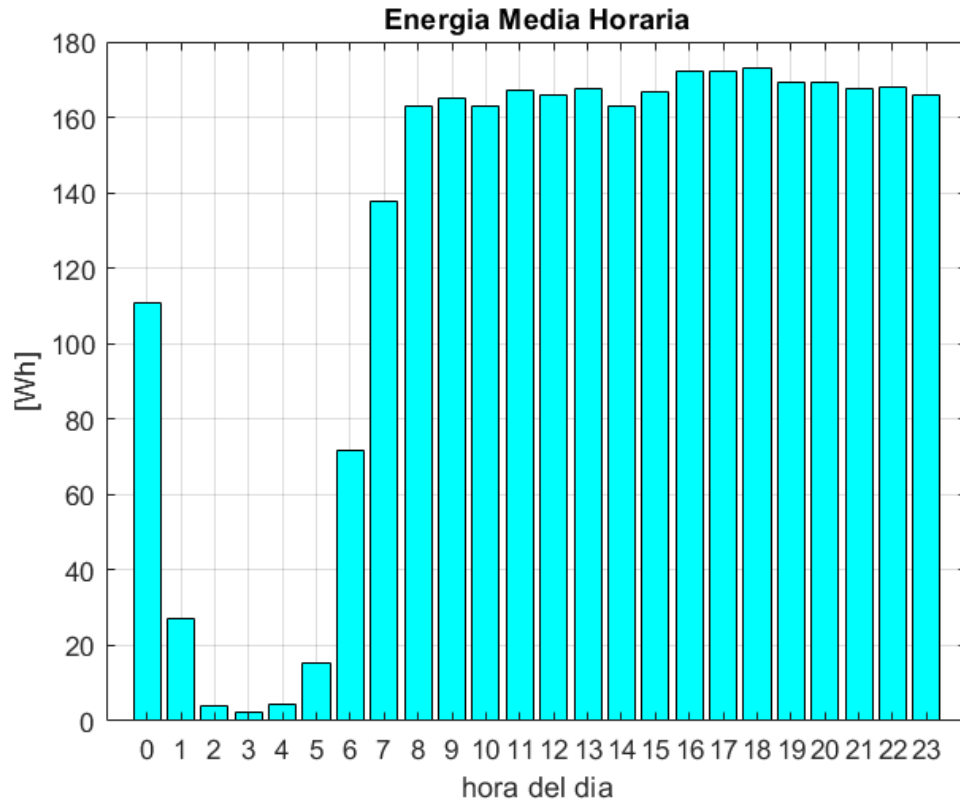


Figura 73. Generación real

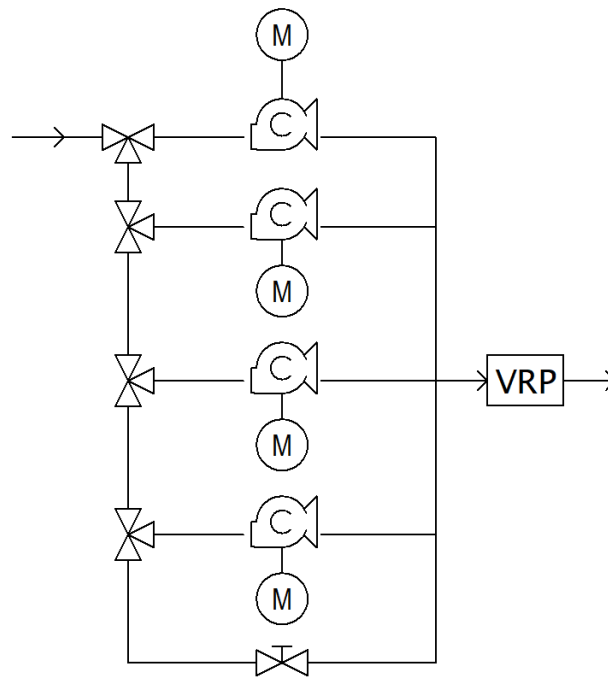


Figura 74. Esquema simplificado de la instalación

Capítulo 11

11 Conclusiones

La utilización de bombas como turbinas en reemplazo de las válvulas reguladoras de presión, aprovechando la energía disipada en éstas, tiene un gran potencial dado el bajo costo de las instalaciones y el recurso energético disponible en las redes de distribución de agua potable de las ciudades. El presente estudio muestra que aún con bajos saltos es posible tener generación eléctrica, aunque de pico o microescala, dando también un incremento a los índices de eficiencia de los sistemas de distribución. El uso de esta energía puede ser variado, ya sea para recargar baterías de iluminación pública, puntos de carga para pequeños dispositivos electrónicos en plazas o parques, o simplemente volcarlos a la red de distribución eléctrica.

El estudio muestra la factibilidad del uso para reducir la presión aguas abajo, siendo una posibilidad viable la utilización de bombas funcionando como turbinas en reemplazo de las VRP, reduciendo la presión y a su vez generar energía. La posibilidad de integrar la electrónica de potencia entrega la opción de variar y marcar los puntos de operación de la PAT que precise la línea de distribución aguas abajo.

Considerando que el sistema planteado de PATs en paralelo genere únicamente en la ventana horaria con salto constante, de las 7hs a las 23hs, significan **91,59 kWh** de Energía eléctrica mensual.

Como extrapolación se tiene el caso de UTE (UTE; Usinas y Transmisiones Eléctricas del Estado - Uruguay), organismo que, promoviendo el acceso universal, regular y seguro de la energía eléctrica, incorporó en el 2010 la tarifa consumo básico residencial (CBR -actualmente sin vigencia-), la cual tiene un consumo de tope máximo de **230 kWh**. Por lo mismo y considerando que el punto estudiado no representa el

total de energía disipada en la instalación de *OSE*, dado que el bajo salto que se tiene es únicamente el de la segunda VRP, aun así, es posible generar al menos un 40 % de la energía eléctrica de un hogar con un consumo básico. Por lo mismo se hace interesante estudiar el potencial hidroeléctrico de los diferentes puntos donde existen VRP en la ciudad de Montevideo y el país completo.

12 Referencias

- [1] REN21, Renewables 2022 Global Status Report, Paris: REN21 Secretariat, 2022.
- [2] Junta de Castilla y León, «Generación de Electricidad | Energía y Minería | Junta de Castilla y León,» [En línea]. Available: <https://energia.jcyl.es/web/es/biblioteca/carbon-generacion-electricidad.html>. [Último acceso: 03 11 2020].
- [3] T. Vázquez, R. Kreimerman y A. Masoller, «Decreto N° 40/010,» 01 Febrero 2010. [En línea]. Available: <https://www.impo.com.uy/bases/decretos/40-2010/1>.
- [4] IHA, Internacional Hydropower Associaton, Hydropower Status Report, London, 2019.
- [5] Itaipú Binacional, «Técnicos de Itaipu y Tres Gargantas intercambian experiencias y conocimientos,» [En línea]. Available: <https://www.itaipu.gov.br/es/sala-de-prensa/noticia/tecnicos-de-itaipu-y-tres-gargantas-intercambian-experiencias-y-conocimientos>. [Último acceso: 04 12 2020].
- [6] L. Di Chiara, A. Nogales, M. E. Sanin, J. Tejada y M. Hallack, «La complementariedad de la generación hidroeléctrica con las energías renovables no convencionales y la importancia de la integración regional: la experiencia de Uruguay,» Diciembre 2019.
- [7] A. Stepanoff, Centrifugal and axial flow punmps : theory, design,and application, 2nd. Ed. ed., New York: Krieger Publishing Company, 1957.
- [8] Comisión Nacional de Energía | Gobierno de Chile, «Reglamentos de Coordinación y Operación,» Abril 2017. [En línea]. Available: <https://www.cne.cl/wp-content/uploads/2017/08/Mesa-N%C2%B0-2-Reglamento-Cy-O-Sistemas-de-Almacenamiento-1.pdf>. [Último acceso: 07 Diciembre 2020].
- [9] Obras Sanitarias del Estado | Uruguay, «Obras Sanitarias del Estado,» [En línea]. Available: <http://www.ose.com.uy/portal-educativo/agua>. [Último acceso: 22 Diciembre 2020].
- [10] M. Stefanizzi, T. Capurso, G. Balacco, M. Binetti, S. M. Camporeale y M. Torresi, «Selection, control and techno-economic feasibility of Pumps as Turbines in Water Distribution Networks,» *Elsevier | Renewable Energy*, n° 162, pp. 1292-1306, 2020.
- [11] A. Carravetta, S. D. Houreh y H. M. Ramos, Pumps used as turbines - Fundamentals and applications, Springer International, 2018.

- [12] H. Jiménez y S. A. d. las, Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas, Barcelona: Oficina de Publicacions Acadèmiques Digitals de la UPC, 2011.
- [13] C. Mataix, Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas, Segunda Edición ed., Madrid: Ediciones del Castillo,S.A., 1986.
- [14] ingemecanica, «Instalaciones de Bombeo de Agua,» 12 05 2022. [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn206.html>. [Último acceso: 27 03 2024].
- [15] J.-M. Chapallaz, P. Eichenberger y G. Fischer, Manual in Pumps used as Turbines, vol. 11, Friedrich Vieweg Sohn Verlag, 1992.
- [16] Organizacion Panamerica de la Salud (OPS); Centro Panamericano de Ingeniería Sanitaria y Ciencias del Ambiente (CEPIS)., Guías para el diseño de estaciones de bombeo de agua potable, Lima, 2005.
- [17] F. M. White, Mecánica de Fluidos, 5ta ed., McGraw-Hill, Inc, 2004.
- [18] J. A. O. & M. A. Fernández Mosconi, *Pequeñas Centrales Hidráulicas.*, Neuquén: Apuntes de clase. Universidad Nacional del Comahue. Facultad de Ingeniería. Neuquén,Argentina., 2003.
- [19] C. Paz Penín, E. Suárez Porto, M. Concheiro Castiñeira y M. Conde Fontela, Turbomáquinas hidráulicas, Servizo de Publicacións da Universidade de Vigo, 2019.
- [20] B. Zamora Parra y A. Viedma Robles, Máquinas Hidráulicas Teoría y Problemas, CRAI UPCT, 2016.
- [21] Empresas Públicas de Medellín E. S. P., Normas de Diseño de Sistemas de Acueducto de EPM, Primera Edición ed., Medellín, 2009.
- [22] Empresas Públicas de Medellín E. S. P., «Norma de construcción de estación (NC-AS-IL01-03),» de *Infraestructura lineal acueducto*, Medellín, 2016.
- [23] R. Pérez García, de *Dimensionado óptimo de redes de distribución de agua ramificadas considerando los elementos de regulación*, Valencia, Universidad Politécnica de Valencia, 1993.
- [24] Ingeniería De Fluidos, «Válvula Reductora de Presión,» [En línea]. Available: <https://www.ingenieriadefluidos.com/valvula-reductora-de-presion>. [Último acceso: 21 Agosto 2021].
- [25] Y. Çengel y M. Boles, Termodinámica, vol. 7ed, McGraw-Hill, 2013.
- [26] M. B. S. R. S. G. V. K. S. A. B. P. J. Carpenter, «Hydrodynamic cavitation: an emerging technology for the intensification of various chemical and physical processes in a chemical process industry,» vol. 32, pp. 433-470, 2016.

- [27] Instituto de Mecánica de los Fluidos e Ingeniería Ambiental - UDELAR, *CAVITACIÓN*, Montevideo, 2008.
- [28] M. Fernández Cabana, M. García Melero, G. Alonso Orcajo, J. M. Cano Rodríguez y J. Solares Sariago, *Técnicas para el mantenimiento diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas*, Barcelona: MARCOMBO,S.A., 1998.
- [29] EcuRed, «EcuRed,» [En línea]. Available: https://www.ecured.cu/Motor_asincr%C3%B3nico#Partes_del_motor_Asincr.C3.B3nico. [Último acceso: 26 Agosto 2018].
- [30] Administración Nacional de Usinas y Trasmisiones Eléctricas (UTE), «Reglamento de baja tensión».
- [31] P. M. García Sánchez, *Influencia de aspectos constructivos en el comportamiento de motores sincros de imanes permanentes para aplicaciones de control de posición*, Bilbao: Universidad del País Vasco, 2016.
- [32] I.T.T.(S.E.) - Universitat de València, *TEMA 1 : Introducción a los Sistemas de Potencia*, Valencia.
- [33] ULTATEK, «Cómo seleccionar un variador de frecuencia en función de la carga,» 2024. [En línea]. Available: <https://ultatek.com/como-seleccionar-un-variador-de-frecuencia-basado-en-las-caracteristicas-de-carga/>. [Último acceso: 28 03 2024].
- [34] ULTATEK, «Variador de Frecuencia Regenerativo y sus Aplicaciones,» 2024. [En línea]. Available: <https://ultatek.com/variador-de-frecuencia-regenerativo-y-sus-aplicaciones-para-la-optimizacion-de-la-energia/>. [Último acceso: 2024 03 27].
- [35] R. Knapp, «Centrifugal-Pump Performance as Affected by Design Features,» *Transactions of the ASME*, California, 1941.
- [36] R. Pienika Archondo, *Estudio del Funcionamiento de Bombas Axiales operando como Turbinas*, Montevideo, 2017.
- [37] S. V. Jain y R. N. Patel, «Investigations on pump running in turbine mode :A review of the state-of-the-art,» *Elsevier | Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 30, pp. 843-866, 2014.
- [38] M. Pérez-Sánchez, F. J. Sánchez Romero, H. M. Ramos y P. López-Jiménez, *Bombas operando como Turbinas (PAT): principios de funcionamiento y selección.*, Valencia: Editorial Universitat Politècnica de València, 2020.
- [39] S. Abazariyan, R. Rafee y S. Derakhshan, «Experimental study of viscosity effects on a pump as turbine performance,» *Renewable Energy*, pp. 539-547, 2018.

- [40] A. N. C. Viana y F. J. H. Nogueira, «Bombas de fluxo operando como Turbinas - Procedimento de Seleção,» Itajubá - MG, Curso de Engenharia Hídrica - Universidade Federal de Itajubá.
- [41] A. N. S. Derakhshan, *Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds*, *Experimental Thermal and Fluid Science* 32 (2008) 800–807, 2007.
- [42] L. Serrano Iribarnegaray y J. Martínez Román, *Máquinas Eléctricas*, 4ta ed., Valencia: Universitat Politècnica de València, 2017.
- [43] J.-M. Chapallaz, P. Eichenberger y G. Fischer, *Manual on Motors Used as Generators*, vol. 10, Friedrich Vieweg Sohn Verlag, 1990.
- [44] T. Lydon, P. Coughlan y A. McNabola, «Pressure management and energy recovery in water distribution networks: Development of design and selection methodologies using three pump-as-turbine case studies,» *ELSEVIER | Renewable Energy*, n° 114, pp. 1038-1050, 2017.
- [45] S. Derakhshan y A. Nourbakhsh, «Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds,» *Experimental Thermal and Fluid Science*, pp. 800-807, 2007.
- [46] D. Pérez Franco, «De la rueda hidráulica a las estaciones hidroeléctricas,» de *INGENIERÍA HIDRÁULICA Y AMBIENTAL, VOL. XXV, No. 3, 2004*, vol. XXV, La Habana, 2004.
- [47] J. Palomo Palomo y M. P. Fernández Uriel, «Los molinos hidráulicos en la Antigüedad,» de *Espacio, Tiempo y Forma, Serie II, Historia Antigua*, Vols. %1 de %219-20, UNED. Espacio, Tiempo y Forma, 2006-2007, pp. 499-524.
- [48] Ministerio de Energía de Chile, «Centrales hidroeléctricas - Hidroelectricidad Sustentable, Ministerio de Energía,» Ministerio de Energía, [En línea]. Available: http://www.hidroelectricidadsustentable.gob.cl/hidroenergia/tipos_de_centrales. [Último acceso: 28 10 2020].
- [49] J. M. Ing Koutoudjian, *Curso de Hidrología y Diseño de Captaciones de Aguas Superficiales y Meteóricas. Estaciones de Bombeo. Operación y*, Buenos Aires: Universidad de Buenos Aires.
- [50] . d. M. Medeiros, *A utilização de bombas operando como turbinas e geradores de indução na geração de energia elétrica*, Itajubá: Universidade Federal de Itajubá, 2004.

- [51] R. D. T. March, Simulacion de la recuperación de energía mediante bombas trabajando como turbinas a partir del análisis energético de la red de abastecimiento de agua potable del municipio de Picanya, València: Universitat de València, 2016.
- [52] NTGD VALVE CO. LTD, «Fabricante de válvulas reductoras de presión - Válvula NTGD,» 220. [En línea]. Available: <https://www.ntgdvalve.com/es/pressure-reducing-valve/>. [Último acceso: 19 11 2023].
- [53] M. Patelis, V. Kanakoudis y K. Gonelas, «Pressure management and energy recovery capabilities using PATs,» *Elsevier | Procedia Engineering*, nº 162, pp. 503-510, 2016.
- [54] F. Pugliese, F. De Paola, N. Fontana y M. ., Giugni, «Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation,» *Renewable Energy*, pp. 180-187, 2016.