



mr
manual de referencia

INGENIERÍA MECÁNICA Y DE MATERIALES

BOMBAS OPERANDO COMO TURBINAS (PAT)

PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO Y SELECCIÓN

Editores

Modesto Pérez-Sánchez | Francisco-Javier Sánchez-Romero

Helena M. Ramos | P. Amparo López-Jiménez

INGENIERÍA MECÁNICA
Y DE MATERIALES



Editorial

Universitat Politècnica
de València

Bombas operando como turbinas (PAT)

Principios de funcionamiento y selección

Editores

Modesto Pérez-Sánchez
Francisco Javier Sánchez-Romero
Helena M. Ramos
P. Amparo López-Jiménez



Editorial

Universitat Politècnica
de València

Colección Manual de Referencia

Los contenidos de esta publicación han sido evaluados mediante el sistema doble ciego, siguiendo el procedimiento que se recoge en http://bit.ly/Evaluacion_Obras

Para referenciar esta publicación utilice la siguiente cita: Pérez-Sánchez, M.; Sánchez-Romero, F. J.; Ramos, H. M.; López-Jiménez, P. A. (2020). *Bombas operando como Turbinas (PAT): principios de funcionamiento y selección*. Valencia: Editorial Universitat Politècnica de València

Editores:

Modesto Pérez-Sánchez
Francisco Javier Sánchez-Romero
Helena M. Ramos
P. Amparo López-Jiménez

Editorial Universitat Politècnica de València
Venta: www.lalibreria.upv.es / Ref.: 6533_01_01_01

ISBN: 978-84-9048-794-5 (versión impresa)

Si el lector detecta algún error en el libro o bien quiere contactar con los autores, puede enviar un correo a edicion@editorial.upv.es



Bombas operando como Turbinas (PAT): principios de funcionamiento y selección / Editorial Universitat Politècnica de València

Se permite la reutilización y redistribución de los contenidos siempre que se reconozca la autoría y se cite con la información bibliográfica completa. No se permite el uso comercial ni la generación de obras derivadas.

Editores

MODESTO PÉREZ-SÁNCHEZ

Doctor en Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Actualmente, es profesor en el Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente de la Universitat Politècnica de València, donde desarrolla su labor investigadora. Cuenta con numerosas participaciones en artículos indexados, así como publicaciones en congresos nacionales e internacionales, tanto en docencia como en investigación, en el área de ingeniería hidráulica.

FRANCISCO-JAVIER SÁNCHEZ-ROMERO

Doctor ingeniero agrónomo por la Universitat Politècnica de València (UPV). Profesor en el Departamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria de la UPV, dentro del área de construcción, donde desarrolla su labor investigadora. Cuenta con varios artículos indexados, así como participaciones en congresos nacionales e internacionales. Ha participado en numerosos contratos con la Administración y entidades privadas en investigación, análisis, proyecto y ejecución de infraestructuras hidráulicas. Su actividad docente se ha centrado principalmente en materias relacionadas con la construcción e ingeniería rural.

HELENA M. RAMOS

Profesora en el Instituto Superior Técnico, Universidad de Lisboa, desarrollando su actividad investigadora en el grupo CERIS dentro del Departamento de Ingeniería Civil. Ha participado en numerosos proyectos de investigación nacionales e internacionales y es coautora de gran número de artículos en revistas internacionales, capítulos de libros y libros. También ha recibido varios reconocimientos científicos internacionales. Es experta en transitorios, energía hidroeléctrica, nexos agua-energía, detección de fugas, hidrodinámica y hemodinámica.

P. AMPARO LÓPEZ-JIMÉNEZ

Doctora en Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Catedrática de universidad en el Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente de la Universitat Politècnica de València. Cuenta con numerosas participaciones en artículos indexados, así como congresos nacionales e internacionales en el ámbito de la investigación en aspectos de modelación de mecánica y transporte de fluidos y maquinaria hidráulica. En su faceta docente, tiene diferentes publicaciones indexadas en revistas internacionales relacionadas con el área de ingeniería hidráulica y mecánica de fluidos, así como publicaciones en congresos nacionales e internacionales, con la puesta en marcha de proyectos de innovación educativa en su área.

Resumen

El presente libro tiene por objetivo introducir al lector en el conocimiento de las bombas operando como turbinas (*PAT* por su acrónimo en inglés *Pump working As Turbines*). En la bibliografía actual, existen multitud de publicaciones referentes a este modo de operación y la mejora respecto a la sostenibilidad que introducen en los sistemas de distribución, incrementando la eficiencia energética y permitiendo la generación de energía renovable, aprovechando los saltos hidráulicos o excesos de presión de los sistemas. El documento no solo recoge parte de las investigaciones más importantes desarrolladas respecto a este tema, sino que desarrolla metodologías y casos de estudio que permiten al lector poder seleccionar las máquinas, así como desarrollar estudios previos de recuperación energética en sistemas de distribución. En el primer capítulo hace un análisis de la conveniencia de la utilización de las bombas en modo turbinas, la motivación de su uso y la historia de su aplicación a partir de la literatura especializada. El capítulo se centra en los diversos aspectos energéticos relacionado con su uso en las redes de distribución de agua a presión. En el segundo capítulo se presenta la tipología posible de la maquinaria susceptible de ser seleccionada así como la morfología propia de los tipos de máquinas más comunes.

Abordados los dos primeros capítulos donde se profundiza, define y se realiza una revisión pormenorizada de la literatura, en el tercer capítulo plantea los principios fundamentales de funcionamiento de las máquinas hidráulicas, abordando desde la Ecuación de Euler hasta los números adimensionales. Posteriormente estos números serán utilizados para la determinación de curvas características. En el cuarto capítulo, se aborda un carácter más técnico, dónde se presentan métodos empíricos que permiten estimar el punto de operación de una bomba trabajando como turbina y viceversa. Asimismo, se desarrolla una metodología que permite el análisis energético de una instalación dados los puntos de operación del sistema (caudal y altura recuperable). Esta metodología aborda la estimación empírica de puntos de operación en modo bomba conocidos los puntos de operación como turbina, selección de la bomba a través de catálogo comercial, desarrollo de las curvas Q-H a partir de los números adimensionales y estudio de energía recuperable. Finalmente, esta metodología es aplicada a un caso de estudio que reproduce la metodología.

En el quinto capítulo muestra la necesidad de que una máquina opere en diferentes puntos haciendo necesaria la regulación de las curvas motrices, así como la asociación tanto en serie como en paralelo. Por ello, en este capítulo, se describen los diferentes tipos de regulación, así como las curvas analíticas de asociación de las máquinas. Finalmente, se describen las leyes de semejanza que permiten variar la velocidad de giro de las máquinas, destacando la necesidad de corregir estas leyes para reducir el error al emplear los modelos analíticos. El desarrollo del quinto capítulo permite abordar el capítulo siguiente. En este sexto capítulo, se desarrolla una estrategia de optimización que permite la localización de sistemas de recuperación (bien en grupos en paralelo y/o en serie) a lo largo de las redes de distribución. Esta estrategia, basada en el recocido simulado, permite la mejor localización de los sistemas a lo largo de una red, en función de los objetivos establecidos (i.e., energía recuperada y/o viabilidad de inversión). La estrategia, no solo tiene en cuenta la energía recuperada, sino que desarrolla estrategias de operación basadas en las curvas de mejor eficiencia o potencia. Finalmente, el sexto capítulo aplica la metodología desarrollada a un caso de estudio.

En el séptimo capítulo aborda el análisis económico que todo proyecto de sistemas de generación debe abordar para estudiar la viabilidad de los mismos. El penúltimo capítulo, se liga el análisis hidráulico a una faceta fundamental en los sistemas de generación, la componente eléctrica. Por ello, el octavo capítulo aborda la descripción de motores asíncronos, esquemas de operación y operación de estas máquinas cuando operan fuera de red. Asimismo, hacen hincapié en la necesidad de considerar la componente eléctrica en los sistemas. Esta componente tiene una gran importancia en la eficiencia global de los sistemas (hidráulica y eléctrica). Finalmente, el noveno capítulo establece la introducción al régimen transitorio de estos sistemas de generación, llevando a cabo una revisión del estado del arte en este aspecto, y destacando las principales metas alcanzadas hasta la fecha en el ámbito del régimen transitorio, a nivel experimental como numérico mediante técnicas de CFD.

Prólogo

El presente libro tiene por objetivo introducir a toda aquella persona interesada en el incremento de la sostenibilidad de los sistemas de distribución de agua, concretamente en la mejora de su eficiencia energética, mediante el empleo de bombas trabajando como turbinas. Desde el punto de vista de los editores, la lectura y comprensión del documento puede dotar al lector de un texto resumido, descriptivo y detallado que le permita iniciarse en el uso de las bombas operando en modo turbina en sistemas de microgeneración. Dentro del libro, se recoge parte de los trabajos científicos publicados en todo el mundo en los últimos años, dando muestra de la importancia que implica la mejora energética en redes de distribución. Esperamos que el documento ayude a estudiantes, profesionales y científicos a proponer soluciones que mejoren la sostenibilidad de los sistemas de distribución, reduciendo la energía consumida y mejorando todos los indicadores de sostenibilidad. Finalmente, los editores agradecen profundamente, la participación en este documento, de los profesores Paulo Jose da Costa Branco y João Filipe Pereira Fernandes, del Instituto Técnico Superior de Lisboa que han desarrollado la parte eléctrica del contenido. Su aportación muestra la importancia que existe en estos sistemas de considerar la simbiosis “hidráulica-electricidad”. Finalmente, deseamos agradecer también a Joan M. Bengochea y Manuel Díaz-Madroñero que desinteresadamente han contribuido al diseño de la portada.

Los editores

Índice

La necesidad de bombas funcionando como turbinas (<i>PAT</i>) en sistemas de distribución	1
<i>M. Pérez-Sánchez; F.J. Sánchez-Romero; HM. Ramos; PA. López Jiménez</i>	
Salto hidráulico y maquinaria para la recuperación energética	13
<i>M. Pérez-Sánchez; F.J. Sánchez-Romero; HM. Ramos; PA. López Jiménez</i>	
Ecuaciones fundamentales para la operación de <i>PAT</i> en las redes de agua a presión	27
<i>M. Pérez-Sánchez; F.J. Sánchez-Romero; HM. Ramos; PA. López Jiménez</i>	
Selección de máquinas para funcionamiento como turbina a partir del comportamiento como bomba	45
<i>M. Pérez-Sánchez; F.J. Sánchez-Romero; HM. Ramos; PA. López Jiménez</i>	
<i>PAT</i> operando en régimen permanente con variación de velocidad. Aspectos de regulación	63
<i>M. Pérez-Sánchez; F.J. Sánchez-Romero; HM. Ramos; PA. López Jiménez</i>	
Localización, selección y funcionamiento de <i>PAT</i> en sistemas de distribución a presión	81
<i>M. Pérez-Sánchez; F.J. Sánchez-Romero; HM. Ramos; PA. López Jiménez</i>	
Análisis de viabilidad económica a través del uso de sistemas con <i>PAT</i>	121
<i>M. Pérez-Sánchez; F.J. Sánchez-Romero; HM. Ramos; PA. López Jiménez</i>	
Aspectos eléctricos de la <i>PAT</i>	141
<i>P.J. Costa Branco; JFP Fernandes</i>	
Introducción al funcionamiento de sistemas de agua a presión en régimen transitorio operando con <i>PAT</i>	173
<i>M. Pérez-Sánchez; F.J. Sánchez-Romero; HM. Ramos; PA. López Jiménez</i>	
Bibliografía	193

La necesidad de bombas funcionando como turbinas (*PAT*) en sistemas de distribución

Pérez-Sánchez, M^a, Sánchez-Romero, FJ^b, Ramos, HM^c, López Jiménez, PA^a

^aDepartamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València.

^bDepartamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria. Universitat Politècnica de València.

^cCERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.

Resumen

Las redes de distribución de agua tienen por objeto que el agua llegue al punto de consumo en condiciones de presión y caudal (además de calidad) adecuadas. Esto mismo debe conseguirse de la forma más eficiente, teniendo siempre muy presente energía y potencia en los sistemas de bombeo. Los análisis de los aspectos energéticos de las redes de distribución hacen intuir que el aprovechamiento de pequeña maquinaria hidráulica puede jugar un papel importante en el conjunto de las mismas. Sin embargo, la experiencia indica que, en la práctica, generalmente no es así: hay mucha energía que se “pierde” en las caídas de presión provocadas por la valvulería presente en las redes (y, por otra parte, completamente necesaria) que no se aprovecha, por regla general, en sistemas de pequeñas máquinas hidráulicas de recuperación.

Esta vocación de recuperación energética puede ser realizada (entre otras estrategias) por bombas funcionando como turbinas (llamadas *PAT* por sus siglas en inglés: *Pumps working As Turbines*) cuando se colocan en las redes para controlar la presión, al menos en los puntos de funcionamiento en los que puedan adaptarse, en sustitución de ciertas válvulas. La razón por la cual pueden ser más interesantes las bombas funcionando como turbinas que las propias turbinas de pequeño tamaño son varias; principalmente de carácter económico y de disponibilidad para el diseñador: suele existir mucha más oferta en pequeñas máquinas como bombas que como pico o micro turbinas, lo que hace que las curvas de las máquinas sean más asequibles, los precios menores y la disponibilidad en el mercado con máquinas producidas en serie haga mucho más fácil el uso de bombas, aunque sea con este funcionamiento inverso. Ello conllevará retos sobre la selección de una máquina para funcionar como turbina, infiriendo sus curvas desde las de funciona-

miento como bomba. Esta manera de operar conlleva incertidumbres propias de métodos semiempíricos que serán presentados en capítulos posteriores.

El presente capítulo describe un análisis de la conveniencia de la utilización de las bombas en modo turbinas, la motivación de su uso y la historia de su aplicación a partir de la literatura especializada en los diversos aspectos energéticos relacionados con su uso en las redes de distribución de agua a presión.

Palabras clave: análisis energético en redes de distribución a presión; bombas funcionando como turbinas: historia de uso.

Abstract

The analysis of the energy aspects of water distribution networks suggest that the use of small hydraulic machinery can play an important role in all of them. However, experience indicates that this is not the case: there is a lot of energy that is "lost" in the pressure drops caused by the valves present in the networks (and, on the other hand, completely necessary). This energy is not traditionally used in small hydropower plants, even when there is an important amount of recovery possibilities.

This vocation of energy recovery can be carried out using pumps working as turbines, when they are placed in the networks to control the pressure, at least in the operating points where they can be adapted, in substitution of certain valves. The reason why pumps operating as turbines can be more interesting than the small turbines themselves are several. These are mainly related to availability and economy reasons for the designer: there is usually much more supply in small machines such as pumps than pico or micro turbines, which makes the machine curves more affordable, lower prices and availability in the market with machines produced in series makes pumps much more affordable, even with this reverse operation. This will entail challenges on the selection of a machine to operate as a turbine inferring its curves from those of operation as a pump, which entails uncertainties of semi-empirical methods that will be presented in later chapters. This chapter makes an analysis of the suitability of the use of pumps in turbine mode, the motivation for their use as well as the history of their application from the specialized literature, considering the various energy aspects related to their use in the pressurized water networks.

Keywords: Energy analysis in water distribution networks; Pumps working as turbines: history of use.

1. Introducción

En ocasiones, dentro de la gestión de los sistemas de suministro de agua y en la industria se requiere reducir la presión del fluido. Esta reducción de presión generalmente se logra a través del uso de una válvula de estrangulamiento, perdiendo así parte de la energía de presión que lleva el agua en las redes de distribución. Teniendo en cuenta criterios de optimización energética, se hace necesario estudiar alternativas que permitan la su recuperación en este tipo de redes.

En ese sentido, una *PAT* puede recuperar el potencial de la energía hidráulica (por poca que sea la que se está perdiendo con la ubicación de una válvula concreta) de manera eficiente y económica con medios técnicos muy asequibles para los diseñadores.

La utilización de bombas funcionando como turbinas es aconsejable para aplicaciones en las que se deben reducir las diferencias de presión, o donde se pueden aprovechar la altura y el caudal de una instalación en situaciones que de otra forma se perderían. La energía generada se puede utilizar para fines internos (máquinas aisladas) o para alimentar a la red pública (máquinas conectadas a red). Gracias a los bajos costos de inversión, este tipo de soluciones tienen una viabilidad económica alta, a pesar de que los puntos de funcionamiento no siempre tienen los rendimientos óptimos como bomba que pueden pedirse a la máquina en condiciones de diseño.

El potencial de recuperación de energía en un sistema de distribución de agua está presente siempre que el agua pierde presión, aunque no siempre hay una máquina perfectamente diseñada para este punto. En este sentido, las bombas son relativamente simples y fáciles de mantener y también tienen una eficiencia máxima competitiva en comparación con las turbinas convencionales, sobre todo cuando se considera también otros aspectos como su disponibilidad. Quizás el mayor beneficio de las bombas funcionando como turbinas es que la producción en serie de bombas significa que son comparativamente, mucho más viables que las turbinas convencionales, a pesar de que sus rendimientos máximos sean menores.

Por tanto, la labor del diseñador consiste en seleccionar bien la máquina que, a partir de sus curvas conocidas como bomba, pueda adaptarse al punto de funcionamiento que se espera de ella cuando funcione como turbina. En ese sentido, se hace necesario conocer el funcionamiento de la máquina (en régimen permanente y transitorio), las técnicas de selección, así como el análisis económico derivado de la optimización de ubicación de la maquinaria que finalmente se seleccione.

2 Definición del problema: aspectos energéticos de redes de distribución de agua

El consumo de energía en la sociedad ha aumentado un 600% a nivel mundial, consecuencia directa del crecimiento de la población desde la revolución industrial (Hall *et al.*, 2003). Este incremento de energía ha sido aportado mayoritariamente por combustibles fósiles. No obstante, hoy y en un futuro próximo, las energías renovables

serán las llamadas a ayudar a mantener el crecimiento sostenible y la calidad de vida, pudiéndose reducir el consumo de energía en 2040 a niveles de 2010 (Pasten y Santamaria, 2012).

Dentro de este balance, el binomio agua-energía cobra un protagonismo fundamental. En 2014, en torno al 4% del consumo eléctrico mundial fue utilizado para la extracción, distribución o tratamiento de aguas potables o postratamiento de aguas residuales. Aproximadamente 50 millones de toneladas equivalentes de petróleo en energía térmica, se invirtieron en sistemas de riego o energía para potabilización del agua en plantas desaladoras. Las previsiones para 2040 apuntan a que la cantidad de energía requerida en el ciclo del agua sean más del doble que en la actualidad (IEA, 2016); solo en usos humanos, sin tener en cuenta el ámbito de la agricultura, donde las necesidades energéticas son muy importantes. Con este panorama en ciernes, toda actividad dedicada a la mejora del binomio agua-energía es bienvenida.

El desarrollo sostenible está inequívocamente vinculado a la tecnología que, en todos sus ámbitos, debe tender a proponer mejoras que disminuyan los consumos de combustibles fósiles, hacia una sociedad cada vez más asentada sobre las energías renovables.

En particular los análisis de recuperación energética en sistemas en los que hay pérdidas de algún tipo, contribuyen notablemente a las estrategias para reducción de las emisiones de CO₂ y tienen ventajas ambientales y económicas interesantes. Por lo tanto, la definición de indicadores para estimar el nivel potencial de ahorro energético es una cuestión clave, tanto en términos de sostenibilidad como de gestión. Esta afirmación es cierta en todos los ámbitos; y el de las redes de distribución de agua es uno de ellos (Jenerette y Larsen, 2006; Cabrera *et al.*, 2014).

En general, en todo el ciclo integral del agua existen grandes posibilidades de recuperación energética. Las acciones en estas direcciones son múltiples. Como muestra, pueden indicarse algunas de estas estrategias: las metodologías basadas en el control de la demanda, incentivando la disminución del consumo; y por tanto, sus implicaciones energéticas; la reutilización de aguas grises; las reducciones de niveles de fugas como sistema de control de la red, las inversiones en sistemas de medida que impidan la aparición de volúmenes no contabilizados, entre otros (Berndtsson y Jinno, 2008; Rygaard *et al.*, 2011; Ramos *et al.*, 2011).

No solo en la red de distribución puede recuperarse energía. Puede hacerse en todas las fases del ciclo del agua. Como muestra, la bibliografía reciente cita posibilidades de recuperación energética en ciertas partes del sistema de saneamiento a través de la captura de biogás para usos integrados en el propio ciclo del agua (Hernandez-Leal *et al.*, 2010); puede generarse energía a través de biorreactores anaerobios o sistemas microbianos (KWok *et al.*, 2010); pueden proponerse sistemas de desalinización eficientes a base de energías renovables como sistema de potabilización (Gaius-Obaseki, 2010), entre otras iniciativas en este marco.

De entre estas estrategias, se defiende aquí la importancia de aquellas que se basan en dispositivos microhidráulicos para la producción de energía en sincronización con

las necesidades efectivas del sistema (McNabola *et al.*, 2011; 2014). Los sistemas así diseñados, deberán acoplarse a una red eléctrica síncrona, con generadores de control de ganancia dinámico, con el fin de producir energía eléctrica sin comprometer las condiciones de funcionamiento del sistema en términos de presión y caudal en los puntos de consumo.

La recuperación energética a través de micromaquinaria puede hacerse en diversas partes de un sistema hidráulico. Puede realizarse en depósitos intermedios de las redes, en los que en ciertos momentos existan excedentes de presión para el caudal que se requiera. En este sentido, las investigaciones descritas en Ramos *et al.*, 2009 y Mc Nabola *et al.*, 2011, atestiguan que podrían recuperarse cientos de miles de euros por año al instalar este tipo de maquinaria en ciertos casos de estudio presentados en Portugal e Irlanda.

Puede asimismo, realizarse esta recuperación en el sistema de saneamiento; o de control de aguas pluviales, tal como el descrito en Saket (2008), en que se utiliza una pequeña turbina como experiencia piloto en el sistema de saneamiento de la propia Universidad. Uno de los ejemplos más notables de ello se documenta en Sidney, donde las instalaciones de un emisario submarino con una diferencia de cota de 60 m permiten una generación de 12GWh al año (Eco Generation, 2008). Como ejemplo, en Ramos *et al.*, (2013), se propone la recuperación energética en sistemas con depósitos de retención en sistemas pluviales en la zona de Alcântara, en Portugal. En este caso, los estudios teóricos que indicaban unas recuperaciones potenciales de hasta 17,5 MWh en los escenarios más optimistas en este conjunto.

Sin embargo, es en el control de la presión en la red de distribución a través de la energía que se disipa en las válvulas de regulación, donde se centra el presente documento. El control de la presión es necesario para la correcta operación de la red y contiene un enorme potencial de recuperación energética. Los intentos por controlar la presión a través de recuperación energética redundarán doblemente en la sostenibilidad de la gestión final de la red. Las válvulas reductoras de presión son imprescindibles para la operación de las redes. Son necesarias para mantener los niveles de presión y caudal de suministro y necesarias hoy en día para el control de fugas. (Fontana *et al.*, 2012). Por tanto, en este sentido, es en el abastecimiento y fundamentalmente en el regadío (mundialmente representa casi el 70% en consumo de agua), donde una aplicación de sistemas de recuperación en su distribución, puede contribuir a una mejora energética global del conjunto (Figura 1).

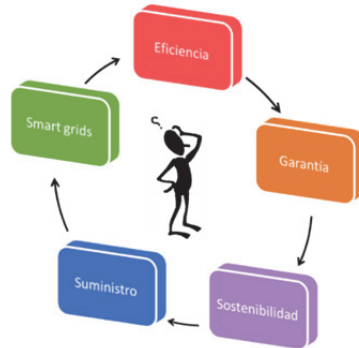


Figura 1. Variables manejadas por el gestor de sistemas de distribución

La utilización de sistemas de generación de energía hidráulica a través de micromáquinas operando de forma paralela con válvulas reguladoras de presión, permiten una recuperación energética con un gran potencial: la energía, en vez de disiparse en forma de pérdidas, debe poder recuperarse en forma de generación. La puesta en práctica de esta mejora en la eficiencia no está exenta de incógnitas. La viabilidad técnica pasa por disponer de máquinas de pequeño tamaño que sean capaces de recuperar la energía en el rango de presiones y caudales en que opera la válvula; y disponer de estrategias para una aplicación directa de la energía obtenida o reintegro de esta a la red. A este respecto, se propone como alternativa la utilización de las mismas bombas que ya se encuentran instaladas en las redes, con un funcionamiento inverso como turbina, de manera que su disponibilidad sea completa (Figura 2).

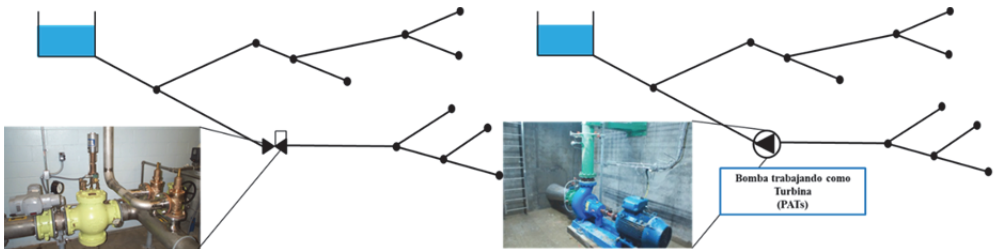


Figura 2. Sustitución de válvulas reguladoras por PAT

Ello abre dudas razonables en relación con la puesta a punto de la tecnología. Algunas de ellas están total o parcialmente resueltas y otras, deben ser respondidas. Por tanto, deben acometerse respuestas para las preguntas como las que se enuncian a continuación:

¿Cómo se comportará la bomba cuando funciona como turbina?; ¿Cuáles son sus curvas motrices, incluido el rendimiento de la bomba funcionando como turbina?; ¿Puede utilizarse un variador para conseguir un funcionamiento óptimo en todo momento de la máquina?; ¿Pueden asociarse varias máquinas en paralelo para recuperar energía en un mayor rango de caudales?; ¿Cuál es la ubicación óptima para

minimizar el número de máquinas a la vez que se maximiza la energía recuperada?; ¿Cómo se gestiona su interacción con la red eléctrica?; ¿Será una propuesta viable económicamente? ¿Qué implicaciones en régimen no permanente tiene su aplicación?.

Estas preguntas, constituyen un reto verdaderamente interesante al que enfrentarse para darles respuesta en el futuro inmediato. Hay una cantidad ingente de energía disipándose cada metro cúbico que pasa en válvulas reductoras de presión, que puede ser fuente de energía en otra parte de la red. Incluso hay puntos en redes que aun ni disponiendo de válvulas, tienen una presión elevada que puede reducirse sin poner en peligro el sistema. Esto supone una enorme cantidad de combustible no quemado, que, sin duda, debe contribuir a conseguir menos emisiones de CO₂ en un marco más sostenible de la gestión del agua.

Sin embargo, la primera pregunta que debe hacerse el analista de un sistema hidráulico en que desee optimizarse los aspectos energéticos es ¿Por qué utilizar una bomba funcionando como turbina, frente a una turbina, sin más?. (Chapallaz et al. 1992). Las razones pueden ser diferentes en cada sistema, pero pueden agruparse en los siguientes tipos:

- *Por disponibilidad*: la disponibilidad de bombas en el mercado es muy amplia. Las curvas motrices de las bombas se conocen bien y es fácilmente accesible la información de catálogo de aspectos constructivos y condiciones de ensayo. Asimismo hay una gran cantidad de tipologías de bombas de las cuales se conoce esta información. Sin embargo, disponer de todos estos datos para hacer análisis sencillos; o bien disponer de un amplio rango de maquinaria para ser instalada en cualquier punto de funcionamiento no suele ser lo habitual en turbinas. Ello es particularmente complejo en pequeños sistemas, con aprovechamientos de micro o pico maquinaria, en los que las curvas disponibles son pocas. Este problema se agrava en países en vías de desarrollo, donde el acceso a bombas es mucho más probable que a turbinas de semejante tamaño.
- *Por razones económicas y de viabilidad*. Los puntos de funcionamiento de posibles ubicaciones de recuperación para sustitución de válvulas por turbinas, requieren que los fabricantes dispongan de un amplio rango de las mismas. Esto no ocurre así, por lo que las máquinas deberían desarrollarse para ese punto nominal. Esto haría que las máquinas fueran caras, al no disponerse de producción en serie. El mercado de las bombas es mucho más amplio que el de las turbinas (particularmente a pequeñas potencias) y esto es un aspecto que encarece la producción *ad hoc*.
- *Por razones constructivas y de mantenimiento*. Las bombas funcionando como turbinas cuando pertenecen a manufacturas normalizadas, requieren el mismo mantenimiento que las bombas, a las que los usuarios ya están adaptados. Construcciones más complejas, suponen una desventaja a la hora de producirlas y mantenerlas, lo que complica su aplicación, particularmente en países en vías de desarrollo donde es importante recuperar la energía, a pesar de que no se recupere toda la teórica posible.

3 La gestión de presiones en las redes de distribución de agua

La gestión de los niveles de presión en las redes de distribución está ligada con la ecuación de Bernoulli, descrita siguiendo los tres términos para la energía en los sistemas a presión. En los primeros tiempos se aprovecha únicamente la energía potencial del agua, buscando puntos de suministro elevados desde donde conducir la misma mediante canales a lugares con cotas más bajas. De forma paralela, se aprovecha la energía cinética del agua de los ríos, para mover y elevar el agua así como para otros elementos como molinos y batanes. La tercera fase de esta evolución consiste en el protagonismo creciente de la energía de presión, forma característica de energía mecánica que solamente los fluidos pueden almacenar y convertir tanto en energía potencial como cinética. En este caso, se hace imprescindible contar con sistemas confinados, como son las tuberías.

Así, la altura total de un sistema se compone de tres términos: la altura de presión, la cota o altura geométrica (energía potencial) y la altura cinética (o energía cinética). El término de altura de presión representa la presión del fluido en el punto de referencia, esto es, la presión que podemos medir con un registro manométrico. La cota o altura de un punto del fluido tiene un impacto sustancial en la presión del sistema, pero también es en sí mismo una medida de la energía. La altura de velocidad, altura cinética o dinámica es una medida de la energía cinética del fluido. En la mayoría de los sistemas, su valor es muy pequeño en comparación con la altura de presión, de varios órdenes de magnitud menores.

La aplicación de la ecuación de Bernoulli implica una disponibilidad de energía potencial, para ser convertida en energía de presión o cinética. Esta energía potencial va a provenir en los sistemas a presión bien por la existencia de depósitos en cabecera, que predisponen el agua con energía debida a su cota; bien por la existencia de grupos de bombeo, que proporcionen de forma mecánica la energía potencial disponible a través de sus curvas motrices.

4 Estrategias hidráulicas para incrementar la eficiencia energética en redes de distribución

La generación de energía directamente a través de maquinaria hidráulica es bien conocida en la actualidad. La energía hidroeléctrica es una tecnología bien probada y madura, que depende de un recurso no contaminante, renovable e integrado de forma natural ya en todas las redes de distribución. Todos los países tienen en mayor o menor medida intereses en este tipo de energías, por ejemplo, China por sí sola, tiene más de 85000 microgeneraciones de energía hidroeléctrica, viéndose de manera creciente, el importante papel que desempeña la microgeneración hidroeléctrica en el desarrollo económico de zonas remotas en este tipo de países. Así, estos sistemas microhidráulicos pueden proporcionar energía para usos industriales, agrícolas y domésticos, bien mediante

aprovechamientos directos o bien mediante el acoplamiento de la turbina a un generador para producir electricidad.

Una cantidad sustancial de energía en el conjunto de las redes se utiliza para bombear y tratar el agua que se transporta. El uso de *PAT*, disminuirá inevitablemente los costes, mejorará el rendimiento técnico del sistema y reducirá las emisiones de gases de efecto invernadero y la huella de carbono. Por otro lado, la reducción de las demandas (incluyendo disminuciones en volúmenes fugados) también serán determinantes para la mejora de los rendimientos volumétricos conjuntos de las redes.

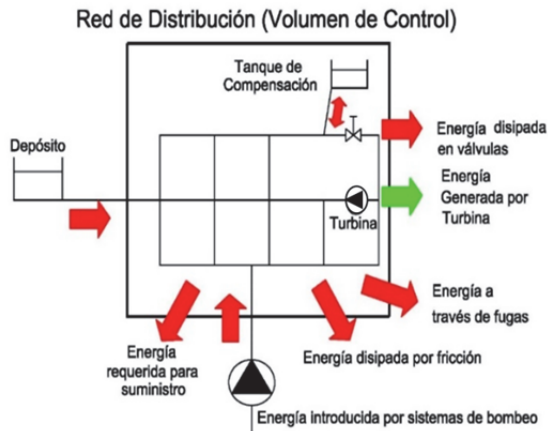


Figura 3. Términos de energía en un sistema de distribución a presión

En un futuro cercano, una parte importante del crecimiento de la producción en términos de energía hidráulica tendrá que ver con maquinaria para la recuperación energética vinculada a las redes de distribución (Pérez-Sánchez *et al.*, 2017).

Si se tiene en cuenta que la energía que se recupera con estas estrategias, se “desperdicia” en válvulas de control de la presión (Figura 3), si no se instalan este tipo de máquinas, la necesidad de investigar en esta línea es crucial. El análisis bajo este foco del nexo agua-energía convierte estos sistemas como una fuente de energía sostenible, energía que de otra manera nunca sería aprovechada, con lo que el énfasis debe ser doble (Frijns *et al.*, 2015).

La historia de la aplicación de micromaquinaria hidráulica como estrategia de recuperación en las redes de agua es reciente. Sin embargo, el comportamiento de la máquina en condiciones “anómalas”, como se ha indicado, ya se documenta por Thoma en 1931. Unas de las primeras referencias de aplicaciones sistemáticas con éxito son las descritas por Williams en 1996 y 1998 en que este autor reconoce la gran cantidad de energía disipada en válvulas reductoras de presión que puede ser recuperada a través de pequeñas turbinas, o bombas funcionando como turbinas. Estas ideas se contrastaron posteriormente en un caso de estudio en Irlanda, siendo este el primer prototipo de análisis de bomba funcionando como turbina que se documenta en la bibliografía consultada. En 1999, el

artículo de Ramos y Borga (1999) describe los primeros análisis teóricos sobre las curvas de las bombas funcionando como turbinas, con un amplio espectro de aplicaciones. El hecho de utilizar este tipo de maquinaria en sistemas de recuperación, no solo permitirá desarrollar investigaciones en el ámbito de la mejora de la eficiencia energética, sino que se profundizará en el estudio de estas máquinas funcionando de forma inversa al de su diseño, así como determinando las implicaciones con los grupos generadores y consecuencias de eficiencia que se derivan de su conexión y operación.

Desde entonces, el análisis de la bibliografía muestra avances en esta línea, hacia la recuperación de la energía disipada en las válvulas a través de micromaquinaria hidráulica, particularmente en bombas operadas como turbinas. La utilización de este tipo de máquinas es muy conveniente y bien referenciada en la bibliografía científica. Si bien se conoce que el máximo rendimiento obtenido por una bomba funcionando en modo turbina es menor que las turbinas convencionales, Carravetta *et al.*, (2013) el coste estimado es 545 €/kW. Sin embargo, una sola máquina no es capaz de adaptarse a las condiciones de operación de las redes, por lo que las tendencias deberán ir hacia la utilización de varias máquinas asociadas en paralelo.

Como resultado de este análisis, se enumeran a continuación las estrategias referenciadas en la bibliografía (con algunos ejemplos de artículos publicados en los diversos ítems) en relación con la recuperación energética en un sentido amplio. Se centran sobre el control de la presión; y posteriormente, focalizado en el uso de micromaquinaria hidráulica para dicha recuperación, con las prestaciones particulares de las *PAT*.

- Reducción de fugas por control de la presión, con la mejora del rendimiento hidráulico de las redes (Colombo y Karney, 2002, Almandoz *et al.*, 2005; Araujo *et al.*, 2006; Campisano *et al.*, 2009; Christodoulou *et al.*, 2013; Tucciarelli *et al.*, 1999; Walski *et al.*, 2006; Fontana *et al.*, 2012; Mutikanga *et al.*, 2013; Coelho *et al.*, 2014).
- Instalación de sistemas microhidráulicos de recuperación de energía (Carravetta *et al.*, 2014; Colombo y Kleiner, (2011); Gonçalves y Ramos, 2012; Lofman *et al.*, 2012; McNabola *et al.*, 2013; Ramos *et al.*, 2011; Simao *et al.*, 2010; Ramos, 2000; Corcoran, 2013; Pérez-Sánchez *et al.*, 2017a,b,c,d,e,f).
- Modelación del funcionamiento de bombas funcionando como turbinas para su uso óptimo: (Nourbakhsh *et al.*, 1992; Simao *et al.*, 2010; Arriaga, 2010; Derakhshan *et al.*, 2010; Frosina *et al.*, 2017, Pérez-Sánchez *et al.* 2018 a, b).
- Utilización de bombas funcionando como turbinas en sistemas de distribución de agua. Caracterización de su funcionamiento (Ramos *et al.*, 1999; Carravetta *et al.*, 2012; Carravetta *et al.*, 2013a; Williams, *et al.*, 1998; Rawal, S. *et al.*, 2007; Yang *et al.*, 2012; Fecarotta *et al.*, 2016.; Ramos y Simao, 2013; Nautiyal *et al.*, 2011; Lydon *et al.*, 2017).
- Desarrollo de sistemas de simulación para conocimiento de la energía potencialmente recuperada en sistemas de distribución de agua (Adhau *et al.*, 2012; Sitzenfrey *et al.*, 2014; Frijns *et al.*, 2015; Cabrera *et al.*, 2014; Mc Nabola, 2014; Pérez-Sánchez *et al.*, 2016).

- Análisis de aspectos económicos de los sistemas de recuperación de energía a través de micromaquinaría hidráulica (Alatorre-Frenk, 1994; Fouquet, 2012; Mc Nabola *et al.*, 2011; Perez-Sánchez *et al.* 2018b).
- Aplicación de indicadores y aspectos ambientales (Ramos *et al.*, 2014; Romero *et al.*, 2016; Pérez-Sánchez *et al.*, 2017; Romero *et al.*, 2017).
- Implementación de estrategias de optimización y operación para maximizar la recuperación energética a través de micromaquinaría (Ramos y Ramos, 2009; Ramos y Ramos, 2010; Vieira y Ramos, 2009a; 2009b; Samora *et al.*, 2016; Pérez-Sánchez *et al.*, 2016); Pérez-Sánchez *et al.*, 2018 b, Pérez-Sánchez *et al.* 2017a).

La Tabla 1 recoge los temas analizados, establecidos a lo largo del tiempo, así como algunas de las referencias más destacadas

Tabla 1. Temas analizados en relación con las PAT

Tema	Primera vez analizado	Referencias
Descripción <i>PAT</i>	1980	Grover, 1980; Chapallaz <i>et al.</i> , 1992
Uso de <i>PAT</i>	1994	Williams A.A., 1994
Reducción de fugas, reemplazo por válvulas reguladoras por sistemas de recuperación de energía	1999	Ramos and Borga, 1999; Colombo y Karney, 2002, Almandoz <i>et al.</i> , 2005; Araujo <i>et al.</i> , 2006; Campisano <i>et al.</i> , 2009; Christodoulou <i>et al.</i> , 2013; Tucciarelli <i>et al.</i> , 1999; Walski <i>et al.</i> , 2006; Fontana <i>et al.</i> , 2012; Mutikanga <i>et al.</i> , 2013; Coelho <i>et al.</i> , 2014
Descripción y operación de uso de <i>PAT</i> . Revisión de tecnologías	2011	Nautiyal and Kumar, 2010; Caxaira <i>et al.</i> , 2011; Carravetta <i>et al.</i> , 2012; Jain and Paterl., 2014; Kumar and Katoch, 2015; Pérez-Sánchez <i>et al.</i> , 2017b; Binama <i>et al.</i> , 2017
Eficiencia y modelado <i>PAT</i>	2008	Rawal and Kshirsagar, 2007; Derakhshan and Nourbakhsh, 2008; Simao and Ramos, 2010; Yang <i>et al.</i> , 2012; Barbarelli <i>et al.</i> , 2016; Samora <i>et al.</i> , 2016a; Frosina <i>et al.</i> , 2017; Pérez-Sánchez <i>et al.</i> , 2017e; Pérez-Sánchez <i>et al.</i> , 2018a; Yang <i>et al.</i> , 2018; Simao <i>et al.</i> , 2018; Simao <i>et al.</i> , 2019
Instalación en sistemas de distribución	1999	Ramos <i>et al.</i> , 1999; Carravetta <i>et al.</i> , 2012; Carravetta <i>et al.</i> , 2013a; Williams, <i>et al.</i> , 1998; Rawal, S. <i>et al.</i> , 2007; Yang <i>et al.</i> , 2012; Fecarotta <i>et al.</i> , 2016.; Ramos y Simao, 2013; Nautiyal <i>et al.</i> , 2011; Samora <i>et al.</i> , 2016b; Lydon <i>et al.</i> , 2017; Pérez-Sánchez <i>et al.</i> , 2018c; Ferracotta <i>et al.</i> , 2018; Novara and McNabola, 2018
Desarrollo de sistemas de simulación para conocimiento de la energía potencialmente recuperada en sistemas de distribución de agua	2012	Adhau <i>et al.</i> , 2012; Sitzenfreni <i>et al.</i> , 2014; Frijns <i>et al.</i> , 2015; Cabrera <i>et al.</i> , 2014; Mc Nabola, 2014; Pérez-Sánchez <i>et al.</i> , 2016; Samora <i>et al.</i> , 2016c; Pérez-Sánchez <i>et al.</i> , 2017a; Pérez-Sánchez <i>et al.</i> , 2018c; Crespo <i>et al.</i> , 2019
Aspectos económicos de los sistemas de recuperación de energía a través de micromaquinaría hidráulica	1994	Alatorre-Frenk, 1994; Fouquet, 2012; Mc Nabola <i>et al.</i> , 2011; Perez-Sánchez <i>et al.</i> 2018b; Novara and McNabola, 2018

Tabla 1. Temas analizados en relación con las PAT (continuación)

Indicadores y aspectos ambientales	1992	Nourbakhsh and Jahangiri, 1992; Ramos et al., 2014; Gallaguer et al., 2015; Romero et al., 2016; Pérez-Sánchez et al., 2017; Romero et al., 2017
Desarrollo de áreas rurales	1996	Williams, 1996; Arriaga, 2010; Abbasi and Abbasi, 2011; Ohunakin, et al, 2011; Razan et al., 2012; Vicente and Bludszuweit, 2012; Paesh and Santamaria, 2012; Punys, et al., 2015
Plantas piloto	1994	Williams, 1994; Ramos et al., 2010; Lisk et al., 2012; Imbernon et al, 2014; Samora et al., 2016; Morabito et al., 2017; Morabito and Hendrick, 2019
Estrategias de optimización	2009	Ramos and Ramos, 2009; Ramos y Ramos, 2010; Vieira y Ramos, 2009a; 2009b; Samora et al., 2016; Pérez-Sánchez et al., 2016; Pérez-Sánchez et al.2017a; Pérez-Sánchez et al., 2018b; Crespo et al., 2019
Aspectos eléctricos relacionados con las PAT	1998	Williams et al., 1998; Capello et al., 2017; Fernandes et al., 2019

Conclusiones

Existen varias escalas relacionadas para la gestión de la generación de energía hidráulica, cuando se considera el agua como un recurso. Sin embargo, incluso hoy en día, la recuperación de energía es una posibilidad muy atractiva en las redes de distribución, con bajos costes de inversión para los gestores. El éxito de este nuevo uso depende de la experiencia adquirida en centrales hidroeléctricas con mayor potencia instalada.

El análisis de este estado del arte descrito en este primer capítulo ha constatado que la limitación de la utilización de PAT se centra en dos aspectos fundamentalmente: su bajo rendimiento cuando los sistemas operan con caudales variables y la dificultad de conjugación de las máquinas con el sistema eléctrico conjunto en la red.

Por tanto, los esfuerzos futuros deberían ser focalizados en conocer el comportamiento de las máquinas en condiciones de operación variables, mejorando la adaptabilidad de los sistemas de las máquinas propuestas para optimizar su funcionamiento en las condiciones variables de caudal en las líneas en que se instalan. Asimismo, deberán ser conocidos los aspectos eléctricos de la generación de energía para tomar decisiones sobre autoconsumo o posibles conexiones a la red eléctrica. Finalmente, deberá conocerse el funcionamiento de dos máquinas en paralelo, de forma que su acoplamiento permita trabajar con mayores rangos de caudal en sistemas más eficientes como conjunto.

Saltos hidráulicos y maquinaria para la recuperación energética

Pérez-Sánchez, M^a, Sánchez-Romero, FJ^b, Ramos, HM^c, López Jiménez, PA^a

^aDepartamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València.

^bDepartamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria. Universitat Politècnica de València.

^cCERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.

Resumen

En una red de distribución de agua existe una cierta cantidad de energía potencialmente recuperable. En este sentido, en el capítulo anterior se ha hecho hincapié en esos aspectos energéticos que impulsan a los diseñadores a determinar el uso de pequeña maquinaria hidráulica en lugar de válvulas reguladoras de presión. Sin embargo, todos los puntos de las redes no son igual de idóneos para la ubicación de una máquina, principalmente porque las máquinas hidráulicas se caracterizan por tener diferentes puntos nominales de funcionamiento, con más o menos altura, así como caudal en su punto óptimo. La selección de la máquina adecuada para cada instalación pasa por el conocimiento de dos conceptos: de un lado se hace imprescindible que el diseñador conozca los diferentes tipos de máquinas de las que puede disponer para ser seleccionadas; de otro que el diseñador conozca la morfología de cada tipo de máquinas, a la vez que sus curvas motrices, que serán determinantes en la selección. El presente capítulo desarrolla ambos aspectos, presentando la tipología posible de la maquinaria susceptibles de ser seleccionadas y la morfología propia de los tipos de máquinas más comunes.

Palabras clave: Tipología de maquinaria hidráulica; turbomáquina; morfología de máquinas hidráulicas.

Abstract

In a water distribution network, there is a potentially recoverable energy. In this sense, in the previous chapter, emphasis has been placed on those energy aspects that drive designers to determine the use of small hydraulic machinery instead of pressure regulating valves. However, all the points of the networks are not equally suitable for the location of a particular machine, mainly because the hydraulic machines are characterized by having different nominal points of operation, with more or less height and flow at their point optimum. The selection of the right machine involves the knowledge of two concepts: on the one

hand it is essential that the designer knows the different types of machines that can be used to be selected; of another that the designer knows the morphology of each type of machines, at the same time as its model curves, which will be decisive in the selection. This chapter develops both aspects, presenting the possible typology of the machinery susceptible to be selected and the morphology of the most common types of machines.

Keywords: Typology of hydraulic machinery; turbomachine; morphology of the hydraulic machine

1. Introducción

La maquinaria hidráulica es esencialmente un transformador energético de energía mecánica en hidráulica y viceversa. En ese sentido, la utilización de pequeña maquinaria hidráulica en las redes de abastecimiento para transformar en mecánica, energía de presión, que de otra forma iba a disiparse en válvulas es una eficiente forma de mejorar el comportamiento energético del sistema conjunto. De esta forma puede proporcionarse un control de la presión, con lo que implica en la mejora asimismo en las pérdidas por fugas (mejorando el rendimiento volumétrico de las redes) de forma paralela.

Sin embargo, para que ello ocurra, los diseñadores tienen que encontrar máquinas que se ajusten en su punto de funcionamiento (presión recuperada frente a caudal circulante) a las líneas en las redes en que van a ser instaladas. Ello, en primera instancia, pasa por conocer la tipología y morfología de las máquinas a disposición del diseñador.

El presente capítulo se adentra en estos aspectos, con el objetivo de que el lector sea capaz de conocer los diferentes tipos de máquinas hidráulicas susceptibles de ser utilizadas como turbina en base a sus puntos de funcionamiento y conocer asimismo la morfología de la máquina seleccionada.

1.1 ¿Qué es una máquina hidráulica?

Una máquina por definición es un transformador de energía. Por tanto, considerando una definición totalmente genérica, una máquina absorbe energía y la restituye en energía de otra clase (*e.g.*, motor eléctrico) o de la misma clase pero transformada (*e.g.*, torno) (Mataix, 1990). Dentro de las máquinas se pueden clasificar en: herramientas, máquinas eléctricas y máquinas de fluido. Las máquinas de fluido son aquellas en las cuales el elemento intercambiador de energía es un fluido (compresible o incompresible). Si el fluido es compresible se denominan máquinas térmicas y en este grupo se encuentran los motores térmicos, turbinas de vapor o turbocompresores como ejemplo. Si la máquina opera con un fluido incompresible se denomina máquina hidráulica. En este grupo se encuentra las bombas empleadas en cualquier sistema de

distribución, los ventiladores (que aunque operan con fluido compresible, se considera un fluido incompresible en su análisis) y las turbinas existente en centrales hidroeléctricas para el aprovechamiento de la energía potencial del agua. Por tanto, las máquinas de fluido, o bien el fluido proporciona la energía que absorbe la máquina (e.g., turbina) o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida (e.g., bomba).

1.2 Clasificación de máquinas hidráulicas

En este aspecto, las máquinas hidráulicas pueden clasificarse atendiendo en primer lugar a su funcionamiento. Por tanto, se habla de máquinas motoras, si las máquinas absorben energía de un fluido y la restituye en energía de otro tipo (e.g., turbina). Por el contrario, las máquinas generadoras son aquellas que reciben energía de un elemento exterior y aportan parte de esa energía al fluido (e.g., bomba). Dentro de cada una de las máquinas hidráulicas, se clasifican atendiendo al término que varían en la energía del fluido. Atendiendo a este criterio se definen, según su clasificación general: (Figura 1).

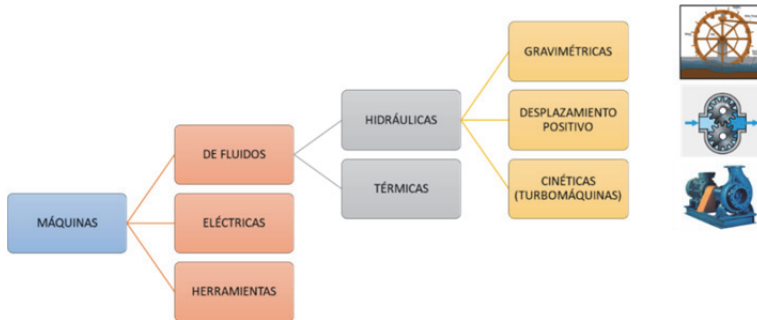


Figura 1. Clasificación genérica de máquinas (Bombas Ideal, 2019)

Las máquinas gravimétricas son aquellas que aportan o absorben energía del fluido mediante variación del término gravimétrico. Del mismo modo, las máquinas volumétricas son aquellas que aportan o extraen energía del fluido por variaciones de volúmenes. Finalmente, las máquinas rotodinámicas o cinéticas intercambian energía entre el fluido y el entorno, cediéndola (turbina) o aportándola (bomba) en función de las necesidades y condiciones de diseño de la instalación, estableciéndose su funcionamiento de acuerdo a la ecuación de Euler. Esta ecuación será abordada en el siguiente capítulo.

Las máquinas hidráulicas pueden clasificarse atendiendo a otros criterios, fundamentalmente a su dirección del flujo (radial, semiaxial o axial) que se lleva a cabo mediante el número específico de revoluciones (n_s ; Ecuación 1) y que tiene una gran importancia en la morfología del rodete.

$$n_s = n \frac{\sqrt{P_{BEP}}}{H_{BEP}^{5/4}}$$

Ecuación 1

donde n , P y H están referidos al punto de eficiencia máxima (*BEP*) de la máquina trabajando como bomba, siendo las revoluciones en rpm, potencia en kW y altura en mca respectivamente (Figura 2)




				
Tipo	Radial	Radial	Semiaxial	Axial
n_s (m,kW)	80-140	140-300	300 - 600	600 -1800
H (mca)	++++	+++	++	+

Figura 2. Tipología de rodetes en función de su número específico de revoluciones n_s

2. Tipos de instalaciones

La importancia de la energía hidráulica recuperada en sistemas de distribución se basa en el aprovechamiento de un recurso que actualmente, en la mayoría de los casos, se está disipando bien mediante válvulas (en flujo a presión) o mediante saltos hidráulicos (lámina libre) y no contribuye a la mejora del rendimiento energético del sistema. Actualmente, prácticamente solo son aprovechados los grandes saltos de energía.

Por tanto, es necesario (teniendo en cuenta las instalaciones y equipos disponibles actualmente), analizar el potencial de recuperación energético en redes de distribución tanto de lámina libre como de flujo a presión, con el objetivo de reducir la huella energética del agua en su ciclo “captación-distribución-regeneración” (la regeneración únicamente se aplica en el caso del abastecimiento). Además, se destaca la necesidad de estudiar la capacidad de recuperación en la distribución de redes de riego de flujo a presión ejecutadas durante la modernización del regadío, dado el gran volumen que se distribuye (del orden de $\text{km}^3/\text{año}$), para que contribuya al aumento de la eficiencia energética de las mismas y por tanto a la sostenibilidad energética y económica de las explotaciones agrícolas.

2.1. Tipos de instalaciones de generación

Las centrales hidroeléctricas en función de la potencia instalada pueden clasificarse en micro ($P_t < 100$ kW), mini (100-500 kW) y pequeñas (500-10000 kW). Aunque esta clasificación es muy importante, ya que es la referencia para la legislación europea, desde un punto de vista del funcionamiento en los diferentes sistemas de distribución que se abordarán en los apartados 2.2. y 2.3 de este capítulo, es más significativo clasificarlas, en función del tipo de central (Ramos, 2000; Castro, 2006):

- a) *Centrales Fluyentes*, en las cuales el sistema no dispone de embalse regulador y solamente se aprovecha el salto cuando circula un caudal suficiente, no existe regulación del caudal. En zonas de montaña, con saltos medios-altos, se deriva el caudal mediante un azud y mediante una conducción en presión se deriva a la sala de máquinas. En el caso de que la topografía no permita realizar saltos, se debe realizar mediante la construcción de una presa (Figura 3).

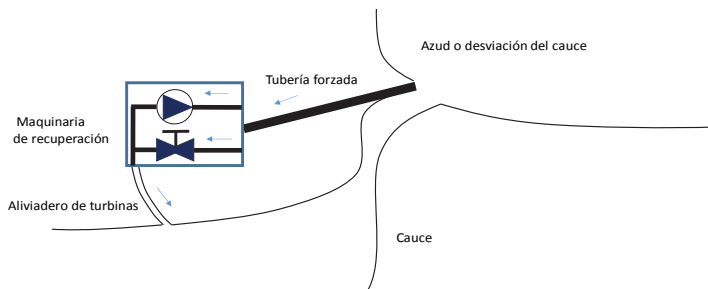


Figura 3. Esquema de central fluyente

- b) *Centrales a pie de presa*, son las infraestructuras en la cual el caudal es regulado mediante un embalse. En el caso de las minicentrales, se aprovechan presas o embalses ya construidos para dotar al proyecto de viabilidad (Figura 4).

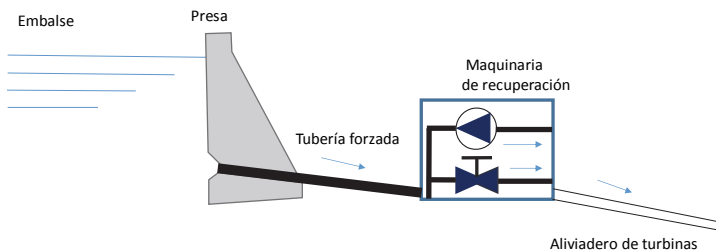


Figura 4. Esquema de central a pie de presa

- c) *Centrales en redes de distribución*, aprovechando las redes existentes en la distribución de agua, se intercala la central para aprovechar la energía hidrostática o cinética en determinados puntos. En este aspecto puede darse en canales de riego y sistemas de distribución de agua potable. Las redes de distribución, particularmente las redes de riego, pueden ser diseñadas siguiendo, por ejemplo, criterios de pendiente hidráulica crítica. En estos casos, al seleccionar la pendiente de diseño del nudo más desfavorable, el resto de nudos de consumo tienen presiones mayores que la mínima. Es en estos casos en los que, en puntos intermedios puede colocarse maquinaria hidráulica para recuperación en la propia línea. Es en estas líneas en las que, en lugar de válvulas, podemos instalar la pequeña maquinaria hidráulica de recuperación (Figura 5). Normalmente, estas redes son sistemas de distribución por gravedad, pero también pueden emplearse en siste-

mas inyectados para aprovechar las zonas de alta presión en las zonas bajas, como es el caso de la Figura 5.

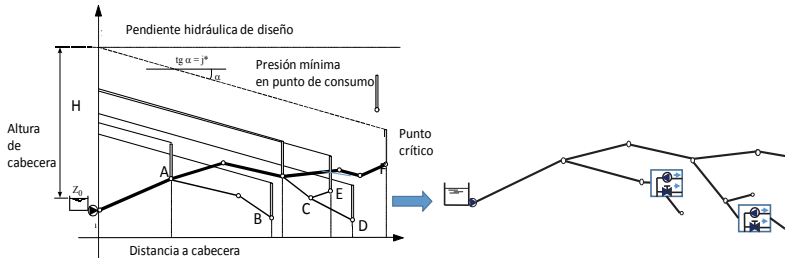


Figura 5. Esquema de posible central en red de distribución con grupos de recuperación

Las máquinas utilizadas fundamentalmente en pequeños saltos en distribución, se pueden clasificar de acuerdo a la Figura 6. El uso de estas máquinas, depende del salto, caudal y potencia, así como del tipo de máquina (acción: la máquina genera energía como consecuencia de la energía cinética del fluido únicamente; o reacción: la máquina genera energía como consecuencia de la energía de presión y cinética del fluido).

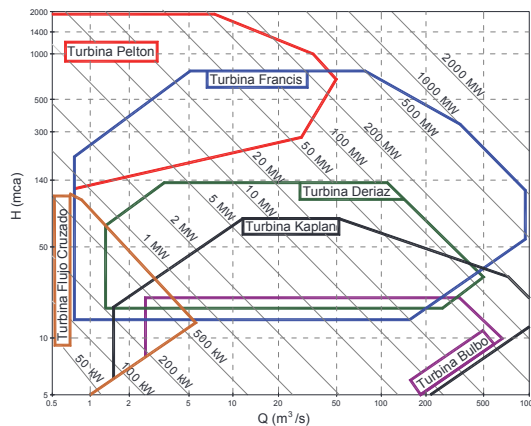


Figura 6. Tipo de turbina en función de caudal, salto y potencia (adaptado de Castro (2006))

Además de las máquinas clásicas utilizadas, en el caso de redes de distribución o conducciones en presión, con potencias inferiores a los 750 kW se pueden utilizar las PAT que aquí se describen. Estas máquinas presentan la ventaja frente a las máquinas clásicas de tener un coste €/kW mucho menor. Nourbakhsh *et al.*, (1992), establecieron que el periodo de retorno de estas instalaciones era inferior a 2 años en intervalos de potencia entre 5-500 kW. Ya en relación con las PAT, en 1931, Thoma presentó el primer trabajo de bombas trabajando en condiciones anormales, siendo autores posteriores: Thode (1984), Isbăşoiu (2008), Derakhshan (2008), presentaron trabajos más detallados en la descripción, operación y modelo teórico de estas máquinas (Arriaga, 2010).

Elbatran *et al.*, (2015) enumeraron las ventajas de estas máquinas en microcentrales estableciendo: una reducción del 50% del coste de la máquina respecto a la turbina, existencia de una disponibilidad de rangos de operación en función del salto y caudal, operación y mantenimiento sencillo y una vida útil superior a los 25 años.

Derakhshan y Nourbakhsh (2008) analizaron la correlación existente entre las curvas de caudal-altura cuando las máquinas trabajaban como bomba, así como cuando lo hacían como turbina, estableciendo que, en función del número específico de revoluciones, su eficiencia variaba entre el 60-80%. El aprovechamiento de estas máquinas será de gran utilidad en sistemas que necesitan disipar energía con unos impactos mucho más bajos que los introducidos en grandes saltos, y con costes de instalación menores, que harán viables a los proyectos (Ramos y Borga, 2009), con una tipología acorde a la Figura 7.

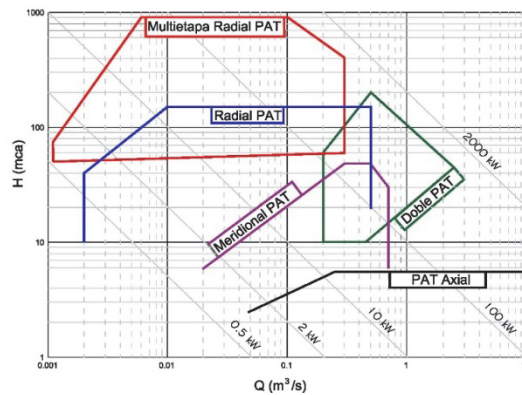


Figura 7. Rango de operación de bombas operando como turbinas (adaptado de Bogdanović-Jovanović *et al.*, 2010)

2.2. Pequeños saltos instalados en redes de distribución en flujo en lámina libre

Las minicentrales son utilizadas en sistemas en lámina libre aprovechando diferentes saltos de agua o mediante derivación en pequeños azudes de ríos y barrancos. Este hecho provoca, aprovechando la tecnología y con los costes citados en el apartado anterior, que sean una herramienta fundamental para poder llevar a zonas rurales fuentes de energía muchas veces con picoturbinas y microturbinas favoreciendo el desarrollo social y económico de estas regiones, ejemplo de estas políticas puede ser proyectos llevados a cabo en la zona oeste del Himalaya (Kumar y Katoch, 2015), Bangladesh (Islam *et al.*, 2012), Nigeria (Ohunakin *et al.*, 2011), República Democrática de Laos (Vicente y Bludszweit, 2012), Europa (Alonso-Tristán *et al.*, 2011).

De igual modo y teniendo en cuenta, sobre todo, la versatilidad que da poder seleccionar cualquier bomba funcionando como turbina, estas se pueden utilizar en sistemas de distribución que operan en circunstancias de lámina libre. Dentro de estos sistemas

se encuentran saneamiento y depuración, donde a través de la realización de depósitos de almacenamiento y posteriormente con conducciones forzadas establecen sistemas de recuperación energética que ayudan a reducir el coste kWh/m³ de los tratamientos de depuración y regeneración de aguas urbanas (Nogueira y Perrella, 2014). Ya citado ha sido el trabajo, Ramos *et al.*, (2013), donde se propone el aprovechamiento de las infraestructuras urbanas de pluviales para que, aprovechando o ejecutando depósitos de regulación, puedan instalarse, de manera paralela, conducciones en presión que permitan la recuperación energética de dichos volúmenes contribuyendo a una fuente de energía limpia. Pérez-Sánchez *et al.*, (2017) recopiló otros trabajos que habían analizado la recuperación teórica en plantas depuradoras en la región de Italia y EE.UU.

Particularmente, en el campo del regadío, se puede establecer la recuperación tradicional de energía mediante turbinas instaladas en pequeños azudes y/o embalses de riego (Tilmant *et al.*, (2009); Adhau *et al.*, (2012)). También existe la posibilidad en canales de distribución que, aprovechando los saltos hidráulicos existentes, como es el caso del análisis llevado a cabo por Butera y otros, donde determina el potencial en generación hidráulica existente en la región de Piamontet (Italia). Esta región contribuye con una potencia instalada de 46MW de potencia hidráulica distribuida en: 45% en microcentrales, 49% en minicentrales y un 6% en pequeñas centrales, con un potencial hidráulico medio de 1.5-2 kW/ha (Butera y Balestra, 2015).

2.3. Pequeños saltos instalados en redes de distribución en flujo a presión

Aunque todos los sistemas de recuperación tienen interés, un sector muy importante de cara a un análisis del potencial de recuperación energética son las redes de distribución de agua a presión, tal y como se ha descrito anteriormente. En ellas, la recuperación energética se puede plantear como un objetivo secundario y, por tanto, complementario, siempre y cuando se garantice el suministro. Estos sistemas de distribución podrán ser destinados al abastecimiento o al regadío. En las redes de distribución por flujo a presión de regadío no existen referencias de análisis que determinen este potencial y su viabilidad en el aprovechamiento.

2.3.1. Pequeños saltos instalados en redes de distribución en flujo a presión en abastecimiento

Coehlo *et al.*, (2014), establecieron la necesidad de estudiar la posibilidad de recuperar energía en los sistemas de distribución para aumentar la eficiencia energética porque el consumo de estos sistemas representa un 7% del consumo mundial de energía, presentando una huella de energía en el rango 0,18-0,32 kWh/m³ según California Energy Comision (Klein *et al.*, 2005).

El análisis de redes de distribución ha demostrado que el aumento de presión está correlacionado con el incremento del caudal de fugas en la misma (Almandoz *et al.*, 2005) y, por tanto, con incrementos del coste energético que pueden superar al 100% del coste teórico si no existiesen fugas (Colombo *et al.*, 2002).

Por ello, muchas redes de distribución, bien a consecuencia de la necesidad de abastecer al nudo más desfavorable con una presión mínima; o bien por condiciones de

orografía, se dotan de válvulas reguladoras de presión. Se disipa así, la energía de presión de fluido en las zonas que es necesario, para no aumentar la presión de servicio que aumente los caudales de fuga y posteriores problemas a consecuencia de los defectos en la red.

Para aprovechar esta disipación de energía, diferentes autores han analizado distintos sistemas de abastecimiento. En ellos, se determina la energía disipada con las válvulas reductoras de presión. Esta energía se podría aprovechar en parte con sistemas de recuperación energética en función del caudal circulante modelizado previamente (Fontana *et al.*, 2012a; Ramos *et al.*, 2010; Sitzenfrey y Leon, 2014). En algunos casos, como es el caso de la ciudad de Murcia (España) hay en marcha instalaciones piloto (Ibernon y Usqui, 2014).

El análisis de estos sistemas instalados y concretamente el de *PAT* presentan periodos de retorno de la inversión inferiores a 5 años en potencias instaladas entre 5-500 kW (Ramos *et al.*, 2010), condicionado a la variación de presiones y caudales en función del tiempo. El análisis de funcionamiento del sistema de distribución permite establecer, no solo la máquina hidráulica sino determinar el punto de eficiencia mayor (*Best Efficiency Point, BEP*), así como el resto de puntos de trabajo que, aunque no sean los más eficientes permiten recuperar energía y no disiparla a través de la válvula reductora instalada en paralelo (Carravetta *et al.*, 2012).

2.3.2. Pequeños saltos instalados en redes de distribución en flujo a presión en regadío

Además de las redes de distribución de abastecimiento, las redes de distribución de riego tienen una gran importancia de cara a la mejora de la eficiencia energética en el ciclo del agua, ya que la modernización del regadío no solamente debe asociarse con alta tecnología y automatización, sino que debe tenerse en cuenta la gestión eficiente del recurso hídrico, hidráulica y energéticamente, anticipándose a las necesidades futuras y garantizando las necesidades del usuario (*i.e.*, presión mínima y caudal suficiente) (Renault *et al.*, 2002).

A nivel mundial, el agua consumida es de 3925 km³/año según la FAO (2017), de los cuales un 69.53% es utilizado por el regadío, un 18.70 % es utilizado por la industria y un 11.77 % por el abastecimiento. Si analizamos el regadío en España, más del 80% del agua consumida se dedica al sector agrícola (15% al abastecimiento urbano y 5% a la industria aproximadamente), siendo el volumen de agua utilizada por la agricultura de 16344 hm³/año (FAO, 2017).

Por otra parte, alrededor de 324 millones de hectáreas en el mundo están equipadas para riego (86% riego por superficie, 11% por aspersión y 3% riego localizado) de los cuales, el 85% está efectivamente regado. Esta superficie representa un 20% de la superficie total de cultivo (Seoane *et al.*, 2013). En España, de 3.54 millones de hectáreas regables se corresponde un 28.38% en riego por superficie, 23.39 % en riego por aspersión y un 48.23% riego localizado (Figura 8), siendo el coste de la distribución en 2002, 1285 M€ (20% del coste total del servicio de suministro de agua en España) (Maestu y Villar, 2007). El hecho de llevar a cabo la modernización, requiere de media una potencia instalada de 2kW/ha (IDAE, 2005).

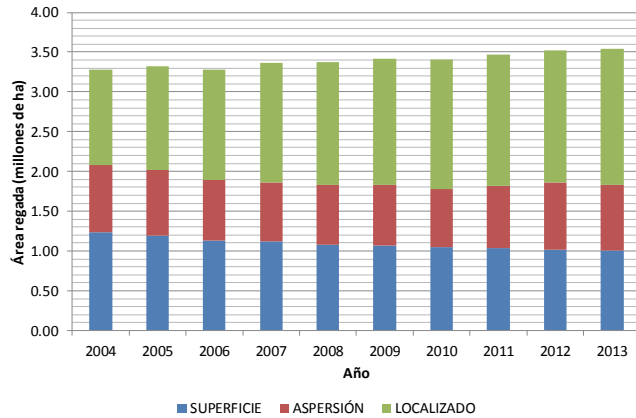


Figura 8. Evolución de hectáreas regadas por flujo a presión y por gravedad 2004-2013. (MAGRAMA, 2014)

Por tanto, teniendo en cuenta que España representa un 18.97% de la superficie de riego localizado mundial tiene interés realizar el análisis del potencial de recuperación energética en redes de riego a presión, especialmente cuando este tipo de riego se caracteriza por garantizar la presión mínima necesaria y el caudal suficiente al usuario más desfavorable, normalmente con redes ramificadas. Ello puede provocar que en otras partes de la red presenten una presión elevada, que tenga que ser disipada por el propio usuario o en otros casos a lo largo de la red mediante válvulas reductoras de presión, al igual que ocurre con las redes de distribución de abastecimiento.

Este análisis viene motivado como consecuencia indirecta de que la administración europea, española y autonómica apostaron a finales del s. XX por la modernización de sus instalaciones, buscando como objetivo: en primer lugar, aumentar las producciones agrícolas que las dotaran de una mayor rentabilidad y, en segundo lugar, aumentar la eficiencia hidráulica de los sistemas de regadío (en conducción, distribución y aplicación) que permitiese un ahorro en el consumo de agua. El incremento de potencia instalada en la modernización de regadíos ha provocado un aumento de los consumos eléctricos y por tanto que los usuarios se hayan visto fuertemente afectados por el aumento de la tarifa eléctrica, obligando a buscar alternativas o soluciones para intentar reducir el coste eléctrico de sus instalaciones.

Por tanto, teniendo en cuenta el gran volumen de agua consumido anual en redes presurizadas en regadío, aparece la necesidad de analizar energéticamente estos sistemas para intentar desarrollar metodologías de análisis que permitan establecer la viabilidad o no de proyectos de recuperación de energía dentro de los sistemas de distribución. Estos sistemas permitirán aumentar la eficiencia energética y, por tanto, reducir los costes de explotación, cumpliendo la condición de que todo usuario tenga una presión mínima y caudal suficiente que garantice sus necesidades del recurso.

3. Partes de una PAT

La sección anterior muestra la importancia, potencial y necesidad del uso de máquinas hidráulicas de baja potencia en la mejora de la eficiencia energética de sistemas de distribución presurizados. Por tanto, antes de abordar en el siguiente capítulo, el análisis analítico de las ecuaciones que permiten obtener las alturas aportadas por una máquina operando en modo bomba o modo turbina, es necesario definir las partes de una máquina hidráulica, concretamente de una PAT, así como las diferencias entre su modo bomba y modo turbina. Una bomba funcionando como turbina es morfológicamente una bomba, salvo que la circulación del fluido es en sentido contrario. El fluido entra por la brida de impulsión de la bomba y sale por su brida de aspiración. La Figura 9 muestra imágenes de la máquina, en este caso centrífuga.

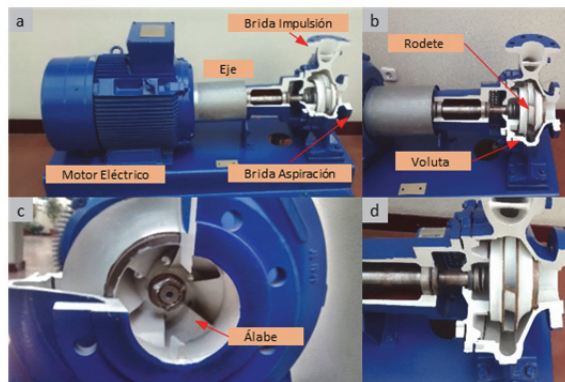


Figura 9. (a) Vista general bomba seccionada. (b) Detalle bloque hidráulico: voluta, eje y rodete. (c) Vista frontal rodete. (d) Vista longitudinal rodete

En el caso de una bomba operando como turbina, las funciones de cada uno de sus elementos son:

- Brida de impulsión. Es la sección circular por donde se alimenta la PAT y tiene lugar la entrada de agua.
- Voluta. Tiene por función transformar parte de la energía de presión del fluido en energía cinemática, así como distribuir el caudal uniformemente a lo largo de la corona directriz.
- Corona directriz. Parte fija de la máquina que transforma energía de presión en energía cinemática.
- Rodete. Elemento móvil que, debido a la morfología de sus álabes, transforma la energía del fluido a través de la variación de momento cinético, transmitiendo dicho par al eje que gira solidario al mismo.
- Eje. Parte móvil rotativa que conecta la parte hidráulica y eléctrica de la máquina. Es el encargado de acoplar con el motor eléctrico y transmitirle el par de giro al mismo.
- Motor eléctrico. En este caso actúa como generador al ser conducido, generando la energía eléctrica siempre y cuando se den las condiciones de excitación del mismo.

El desarrollo de los modelos computacionales permite la digitalización de las máquinas para su posterior análisis mediante técnicas de *CFD*. Estos modelos ayudan a diferenciar de una manera más esquemática las partes de una bomba (Figura 10).

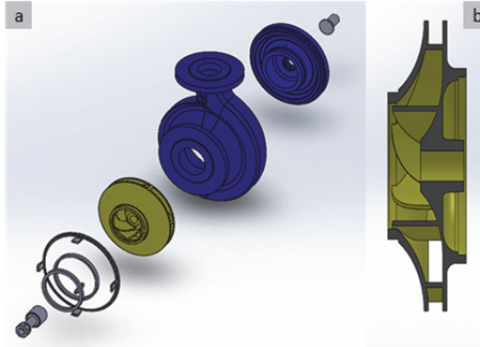


Figura 10. (a) Despiece PAT. (b) Detalle de rodete seccionado

4. Diferencias entre bombas y turbinas

La diferencia principal entre bombas y turbinas es que las primeras incorporan energía al fluido mientras que las segundas toman energía del fluido para generar otro tipo de energía, generalmente energía eléctrica. No obstante, existen algunas diferencias genéricas que quedan recogidas en la Tabla 1.

Tabla 1. Principales diferencias entre bombas y turbinas

ASPECTO	TURBINA	BOMBA
ENTRADA DE ENERGÍA	Hidráulica, aportada por el fluido en forma de presión o cinética	Mecánica, aportada por el eje
SALIDA DE ENERGÍA	Mecánica, transmitida a partir del eje de la máquina	Hidráulica, mediante incremento de presión del fluido
ALTURA DE PRESIÓN	Altura recuperada se incrementa con el incremento de caudal	Altura piezométrica se incrementa cuando el caudal se reduce
CAUDAL	Aumenta con la altura recuperada	Disminuye con el aumento de altura piezométrica
POTENCIA	No comienza a generarse hasta un caudal mínimo (caudal de vacío), estableciéndose la potencia óptima generada en el punto de mayor rendimiento.	La potencia consumida por la bomba se incrementa a media que lo hace el caudal impulsado. La potencia óptima se establece en el punto de funcionamiento de la bomba de mejor rendimiento (<i>BEP</i>)
CAVITACIÓN	Es menos sensible. En zonas de alta velocidad o condiciones de embalamiento puede ocurrir.	Más sensible. Depende del nivel de energía en la succión y de las conducciones hasta la misma (<i>NPSHd</i>)
COSTE	Las máquinas clásicas (<i>e.g.</i> , Francis, Pelton, Turgo) tienen unos costes de inversión e instalación elevados. Pocos fabricantes	Aunque depende de la potencia, la ratio de coste €/kW es inferior a las turbinas clásicas. Gran número de fabricantes.
MANTENIMIENTO	Necesidad de especialistas en reparación y labores de mantenimiento.	Necesidad de especialistas, pero hay un mayor número al estar más extendido el uso de bombas.

La Tabla 1 describe someramente las diferencias entre una máquina funcionando en modo bomba y la misma funcionando en modo turbina. Estas diferencias dependen asimismo de la instalación de la máquina fuertemente. Bien es verdad que la eficiencia óptima de la máquina no será igual en modo bomba (en que fue diseñada) que en modo turbina (el que se considera un funcionamiento invertido), por tanto también los puntos óptimos serán peores en el funcionamiento como turbina que como bomba, en términos generales, a pesar de que teóricamente pudiera parecer lo contrario: las pérdidas hidráulicas en modo turbina dentro de la propia máquina pueden ser mucho mayores que en modo bomba, debido a parámetros de diseño de la máquina.

Conclusiones

El presente capítulo hace una definición de máquinas hidráulicas, así como una clasificación general. Esta clasificación es fundamental para la selección de maquinaria dentro de los diferentes sistemas de distribución (lámina libre o presurizado). Del mismo modo, el capítulo ha mostrado los diferentes tipos de instalaciones existentes de acuerdo al sistema de instalación del grupo de instalación y la preselección del tipo de maquinaria de acuerdo a las condiciones de caudal y altura. Asimismo, este segundo capítulo ha mostrado la situación actual de las diferentes instalaciones, así como el gran potencial existente dentro de los sistemas presurizados, máxime si se tiene en cuenta el gran volumen de agua consumida por el riego. Finalmente, el capítulo ha mostrado las partes de una *PAT* y sus diferencias cuando opera como bomba y como turbina. La descripción general desarrollada y conocida la morfología, permite que en el próximo capítulo pueda llevarse a cabo la descripción analítica del funcionamiento hidráulico de las bombas trabajando como turbinas.

Ecuaciones fundamentales para la operación de *PAT* en las redes de agua a presión

Pérez-Sánchez, M^a, Sánchez-Romero, FJ^b, Ramos, HM^c, López Jiménez, PA^a

^aDepartamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València.

^bDepartamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria. Universitat Politècnica de València.

^cCERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.

Resumen

Las bombas funcionando como turbinas son, ante todo, máquinas hidráulicas. Así pues, es necesario conocer sus curvas de funcionamiento para caracterizarlas completamente. En el presente capítulo se describen estas curvas, a partir de sus principios fundamentales, desde los triángulos de velocidad para las máquinas operando como bombas y como turbinas. El funcionamiento particular de una bomba en su forma de turbina, tiene ciertos parámetros característicos que son presentados en el desarrollo del capítulo. Finalmente, se cierra el mismo con un análisis de energías, fundamental para posteriores aplicaciones de las máquinas en las redes de abastecimiento o riego.

Palabras clave: Triángulos de velocidad; Altura teórica; Altura real; Parámetros fundamentales de selección de *PAT*

Abstract

Pumps working as turbines are primarily hydraulic machines. Thus, it is necessary to know their operating curves to characterize them completely. In the present chapter, these curves are described, starting from their fundamental principles, from the triangles of speed for machines operating as pumps and as turbines. The particular operation of a pump in its turbine form has certain characteristic parameters that are presented below in the development of the chapter. Finally, it closes with an energies analysis, fundamental for subsequent applications of the machines in the supply or irrigation networks.

Keywords: Velocity triangles; Theoretical head; Real head; Fundamental parameters of *PAT* selection.

1. Introducción y objetivos

Las características teóricas de funcionamiento de una máquina hidráulica pueden ser deducidas de forma aproximada del comportamiento del flujo a la entrada y salida de la misma, sin embargo, la totalidad de los fabricantes de bombas proporciona la curva de las mismas a partir de ensayos.

El análisis de la curva de una bomba, da una indicación de sus capacidades para proporcionar altura y caudal; y su rendimiento en función de sus parámetros de diseño, tales como la velocidad de rotación, la geometría interna, sus pérdidas internas, etc.

El rendimiento cuando esta máquina se instale en el sistema básicamente determinará la compatibilidad de la red con la bomba. De esta forma, las curvas características determinarán si una bomba específica tiene las capacidades para proporcionar caudal y presión para operar un sistema concreto de forma adecuada.

Estas curvas, que son fácilmente asequibles por parte del usuario para el comportamiento de las turbobombas, no lo son cuando se trata de conocer el funcionamiento de la misma máquina operando como turbina. La operación como turbina es inversa a la operación como bomba, lo que en un caso es entrada, se convierte en salida y viceversa, de forma que los triángulos también tienen sentidos opuestos.

Asimismo, el concepto de rendimiento también se invierte; en el caso del funcionamiento como bomba el objetivo es producir energía hidráulica mientras que en el caso del funcionamiento como turbina, se desea producir energía mecánica, con lo que las prestaciones de una misma máquina no tienen por qué ser necesariamente iguales.

En la actualidad, no todos los fabricantes ensayan sus bombas de este modo inverso, por lo que, para conocer el funcionamiento de las mismas, se propone aquí la utilización de ciertos métodos aproximados basados en números adimensionales que permitan la estimación de estas curvas. Estos métodos constituyen en muchas ocasiones, una aproximación muy certera al funcionamiento de la bomba como turbina, pues están basados en cientos de ensayos de máquinas similares y suponen para el diseñador una herramienta potente para inferir el funcionamiento de las máquinas en este modo inverso que se describe en el capítulo.

Así pues, los objetivos del presente capítulo son:

- Conocer el principio de funcionamiento de las turbomáquinas a partir de sus ecuaciones fundamentales: definición de triángulos de velocidades y diagramas de altura vs. caudal
- Definir los parámetros propios y característicos de las bombas funcionando como turbinas para la determinación de sus curvas fundamentales y ser capaces de seleccionarlas para una instalación determinada
- Definir los conceptos energéticos, de rendimiento y potencias propios de la bomba funcionando como turbina a través de los esquemas de alturas y potencias propios de la máquina.

2. Ecuaciones Fundamentales

2.1. Principio de funcionamiento

El funcionamiento de todas las máquinas hidráulicas rotodinámicas está fundamentado en la ecuación de conservación del momento cinético. Esta ecuación deriva del teorema de arrastre de Reynolds cuando un fluido es analizado dentro de un volumen de control, en este caso el rodete.

En este caso, la propiedad extensiva del sistema (\overline{B}_{SIST}) es $(\vec{r} \times m\vec{v})_{SIST}$, siendo la propiedad específica o extensiva unitaria $\frac{\overline{dB}}{dm} = \vec{\beta} = (\vec{r} \times \vec{v})$. Por tanto, aplicando el teorema de arrastre de Reynolds, en adelante, representado en la (Ecuación 1) a dicha propiedad, la ecuación de conservación de momento cinético quedaría:

$$\left(\frac{\overline{dB}}{dt}\right)_{SIST} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{\beta}(\vec{r}, t) \rho(\vec{r}, t) dV + \int_{SC} \vec{\beta}(\vec{r}, t) \rho(\vec{r}, t) (\vec{v}_{r,SC}(\vec{r}, t) \cdot \overline{dA}) \quad \text{Ecuación 1}$$

donde:

$\left(\frac{\overline{dB}}{dt}\right)_{SIST}$ es la variación de la propiedad extensiva respecto al tiempo en el sistema. En este caso de estudio de variación del momento cinético es igual al sumatorio de momentos exteriores que actúan sobre el sistema ($\sum \overline{M}_{ext}$).

$\frac{d}{dt} \int_{VC} \vec{\beta}(\vec{r}, t) \rho(\vec{r}, t) dV$; representa la variación de la propiedad específica unitaria respecto al tiempo dentro del volumen de control. En el caso de encontrarse en régimen permanente en un sistema indeformable con un fluido incompresible, como es el caso del estudio de las máquinas hidráulicas, su valor es nulo.

$\int_{SC} \vec{\beta}(\vec{r}, t) \rho(\vec{r}, t) (\vec{v}_{r,SC}(\vec{r}, t) \cdot \overline{dA})$; representa la variación de la propiedad específica unitaria a través de la superficie de contorno, teniendo en cuenta el intercambio de propiedad específica.

$\vec{\beta}(\vec{r}, t)$ es la propiedad específica por unidad de masa en el punto de coordenadas \vec{r} y en el instante t, situada en el volumen de control o en el \overline{dA} . En el caso del análisis de las máquinas hidráulicas, será como ya se ha citado anteriormente $(\vec{r} \times \vec{v})$, siendo \vec{r} el vector posición desde el punto de giro hasta la partícula de estudio y \vec{v} el vector velocidad absoluta de la partícula.

$\rho(\vec{r}, t)$; es la densidad de la partícula de fluido en el punto de coordenadas \vec{r} y en el instante t. En el caso de tratarse de un fluido incompresible esta no varía ni con la posición ni en el tiempo, por lo que puede tratarse como una magnitud escalar ρ .

$\vec{v}_{r,SC}(\vec{r}, t)$; es la velocidad del elemento \overline{dA} situado en la superficie de control, en la posición \vec{r} e instante t. En el caso del estudio de las máquinas hidráulicas, se puede adoptar la simplificación de propiedades uniformes a la salida y entradas de las diferentes secciones, resultando el producto de $\vec{v}_{r,SC}(\vec{r}, t) \cdot \overline{dA}$ igual al caudal circulante en cada sección de estudio Q .

Por tanto, el TAR aplicado a un rodete de una máquina rotodinámica, en régimen permanente y con un fluido incompresible, viene dado por la Ecuación 2.

$$\sum \vec{M}_{ext} = \sum_{sal,i} [\rho Q (\vec{r} \times \vec{v})]_i - \sum_{ent,j} [\rho Q (\vec{r} \times \vec{v})]_j \quad \text{Ecuación 2}$$

2.2. Ecuación fundamental de Euler de una turbomáquina hidráulica

En la Figura 1. se observa un rodete, el cual se supone que tiene infinito número de álabes y, por lo tanto, el flujo está perfectamente guiado entre ellos, siendo la entrada del mismo en el punto 1 y la salida el punto 2.

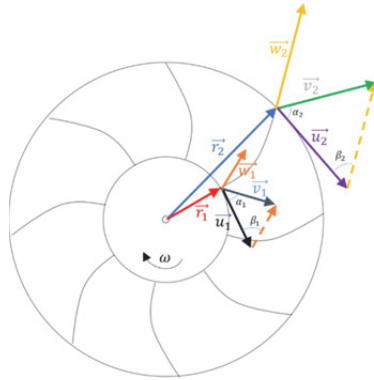


Figura 1. Triángulo de velocidades de una máquina operando como bomba

Siendo \vec{r}_1 el vector posición entre el eje de giro O y la partícula de fluido a la entrada; \vec{r}_2 el vector de posición a la salida; ω la velocidad angular de giro del rodete en rad/s; \vec{u}_1 es la velocidad lineal de arrastre de la partícula debido al movimiento de rotación en m/s; \vec{w}_1 es la velocidad relativa a la entrada del fluido con respecto al álabe en m/s; \vec{v}_1 es la velocidad absoluta del fluido a la entrada en m/s, siendo igual a la suma vectorial \vec{u}_1 y \vec{w}_1 ; α es el ángulo que forman el vector \vec{u} y \vec{v} ; β es el ángulo que forman el vector \vec{u} y \vec{w} , coincidiendo con el ángulo de salida (2) o entrada (1) del álabe; \vec{u}_2 es la velocidad lineal de arrastre a la salida en m/s; \vec{w}_2 es la velocidad relativa a la salida del fluido con respecto al álabe en m/s; y \vec{v}_2 es la velocidad absoluta del fluido a la salida en m/s.

La velocidad lineal de arrastre viene definida por la Ecuación 3:

$$\vec{u} = \omega \vec{r} = \frac{\pi D n}{60} \quad \text{Ecuación 3}$$

donde D el diámetro de entrada o salida del rodete en m y n la velocidad de rotación en rpm.

La altura teórica aportada a un sistema por un rodete, puede obtenerse, a partir de la Ecuación 2 presentada anteriormente y teniendo en cuenta la Figura 1, donde considerando una única entrada y única salida, la ecuación puede escribirse como 4:

$$\vec{M}_{ext} = \rho Q (\vec{r}_2 \times \vec{v}_2) - \rho Q (\vec{r}_1 \times \vec{v}_1) \quad \text{Ecuación 4}$$

Teniendo en cuenta que el modulo del vector resultante del producto escalar es igual a:

$$\vec{r} \times \vec{v} = r v \text{sen}(90 + \alpha) = r v \text{cos}(\alpha) \quad \text{Ecuación 5}$$

Por otro lado, la Ecuación 4 puede multiplicarse en ambos miembros por la velocidad angular, quedando la Ecuación 6, en la cual ha sido introducida la relación vectorial de la Ecuación 5:

$$M_{ext} \omega = \rho Q \omega r_2 v_2 \text{cos} \alpha_2 - \rho Q \omega r_1 v_1 \text{cos} \alpha_1 \quad \text{Ecuación 6}$$

Teniendo en cuenta que el producto entre momento torsor y la velocidad angular es la potencia aplicada a la máquina (P), en el caso ideal de inexistencia de pérdidas, este es igual a la Ecuación 7.

$$P = M_{ext} \omega = \rho g Q H_{pE} \quad \text{Ecuación 7}$$

siendo: g es la constante de la gravedad en m/s^2 ; H_{pE} altura teórica de Euler aportada por la bomba en m.

Por lo tanto, la Ecuación 6 puede reescribirse como la Ecuación 8, teniendo en cuenta la relación de 7.

$$H_{pE} = \frac{u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}}{g} \quad \text{Ecuación 8}$$

siendo v_{2u} y v_{1u} los vectores proyectados sobre el vector de la velocidad de arrastre, de acuerdo a la Figura 2

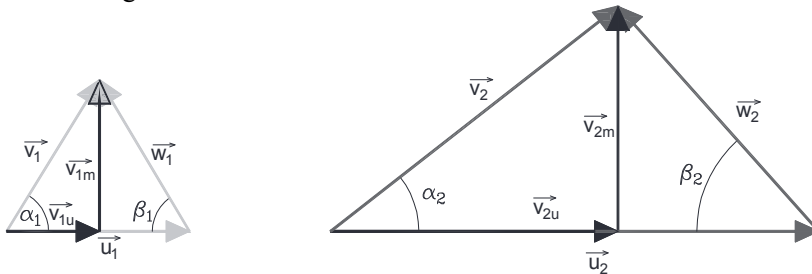


Figura 2. Descomposición de los triángulos de velocidades

En el caso de que la máquina no opere como bomba, sino que funcione como turbina, la altura teórica de Euler (H_{tE}) es igual a la H_{pE} , pero teniendo en cuenta que en este caso el sentido del flujo se invierte, tal y como muestra la Figura 3

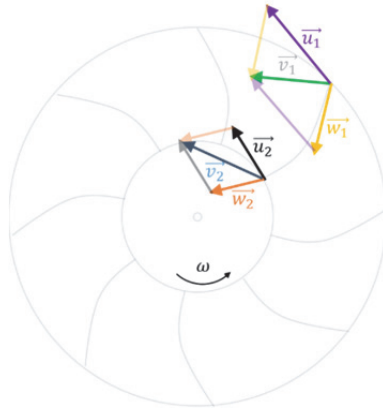


Figura 3. Triángulo de velocidades de una máquina operando como turbina

En este caso, cuando una bomba funciona como turbina, el ángulo de entrada al rodete viene establecido por la voluta, que es la que actúa como guía del fluido para la entrada del rodete.

$$H_{tE} = \frac{u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u}}{g}$$

Ecuación 9

Teniendo en cuenta que, como se ha citado anteriormente, la altura de Euler determina la altura teórica aportada o extraída por la máquina considerando un número infinito de álabes, la altura teórica para un número finito de álabes (z) viene definida para bombas y turbinas, por las Ecuaciones 10 y 12 respectivamente.

$$H_{pz} = \mu H_{pE}$$

Ecuación 10

Donde: H_{pz} es la altura teórica aportada por la bomba teniendo en cuenta el número de álabes en mcf; y μ es el coeficiente de desviación del flujo existente entre los álabes, el cual es menor que la unidad y depende fundamentalmente de la relación entre el radio de entrada y salida del rodete, ángulo de salida del álabe y número de álabes. Este factor puede determinarse por la expresión de Pfleiderer (Ecuación 11).

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1.2(1 + \sin \beta_2)}{z \left(1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2\right)}}$$

Ecuación 11

Este coeficiente es siempre inferior a la unidad, y a continuación se presentan algunos valores en función del ángulo del álabe, número de álabes y relación de radios (Figura 4)

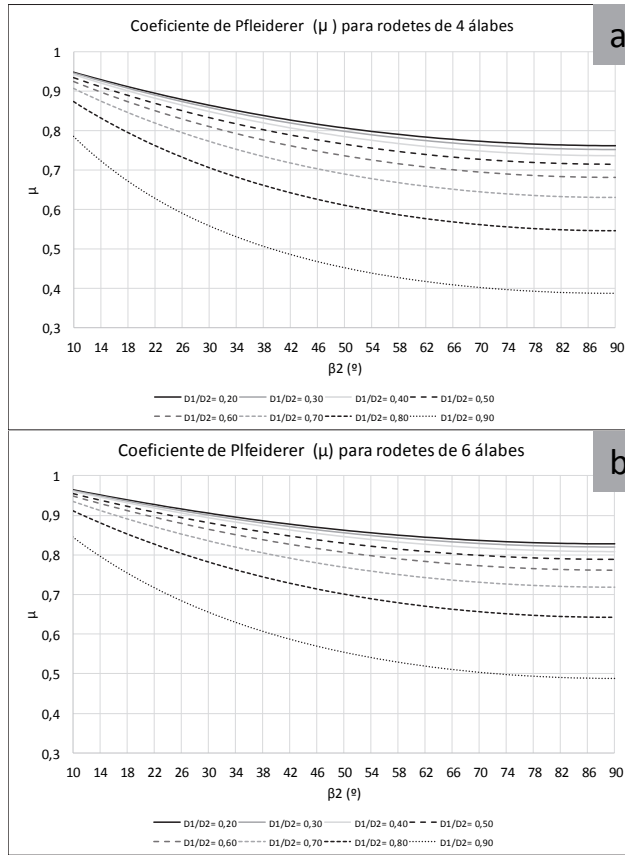


Figura 4. Valores de coeficiente de Pfleiderer

En el caso de la bomba trabajando como turbina, la ecuación de la altura teórica viene definida por la Ecuación 12.

$$H_{tz} = \frac{H_{tE}}{\lambda} \tag{Ecuación 12}$$

En este caso, λ es el coeficiente de reducción que puede aproximarse a la unidad (Chapallaz *et al.*, 1992), aunque viene definido por la Ecuación 13 (Shi *et al.*, 2015)

$$\lambda = 1 - \frac{\pi r_1^2}{4zr_2^2} \varepsilon - \frac{2\pi}{z} \text{sen}\beta_2 + \frac{r_1}{4\omega r_2^2} \left(\frac{v_{1m}}{\text{sen}\beta_1} + \frac{v_{2m}}{\text{sen}\beta_2} \right) \left(1 + \cos\beta_1 + \frac{2r_2}{r_1} - \text{sen}\beta_1 \cot \frac{\beta_2}{2} \right) \tag{Ecuación 13}$$

donde: $\varepsilon = 2\text{sen}\beta_1 + \text{sen}2\beta_1 - 2\text{sen}^2\beta_1 \cot \frac{\beta_2}{2}$

En todo caso, esta altura definida por las Ecuaciones 10 y 12, muestran la altura teórica, pero no tienen en cuenta las pérdidas hidráulicas (por fricción y choque) que tienen lugar dentro del rodete. Estas pérdidas vienen definidas por el rendimiento hidráulico de la máquina (η_h). En el caso de las bombas, la altura real aportada por la máquina viene definida por la Ecuación 14 y en las turbinas por la Ecuación 15.

$$H_{pR} = \eta_{ph} \mu H_{pE} \tag{Ecuación 14}$$

$$H_{tR} = \frac{H_{tE}}{\eta_{th} \lambda} \tag{Ecuación 15}$$

Las ecuaciones definidas anteriormente, se ven representadas de forma esquemática en la Figura 5.

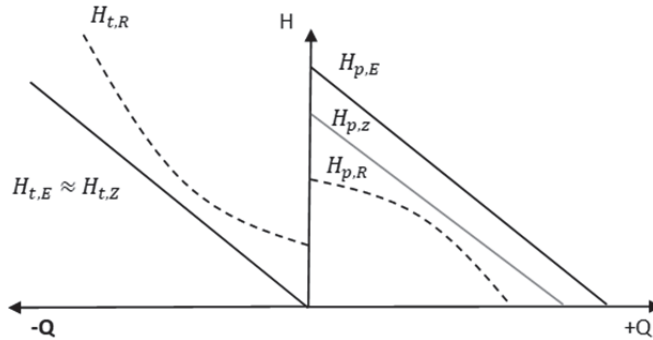


Figura 5. Curvas $Q - H$ operando como bomba (derecha) y turbina (izquierda)

No obstante, si definimos el parámetro h como la relación entre la altura absorbida por la turbina y la altura proporcionada por la bomba, puede expresarse según la Ecuación 16.

$$h = \frac{H_{tR}}{H_{pR}} = \frac{\frac{H_{tE}}{\eta_{th} \lambda}}{\eta_{ph} \mu H_{pE}} = \frac{1}{\eta_{ph} \eta_{th} \mu \lambda} \tag{Ecuación 16}$$

En esta Ecuación 16, es en la que se basan los diferentes métodos empíricos de determinación de la curva de operación de la PAT, si los puntos de máxima eficiencia trabajando como bomba son conocidos. Del mismo modo, esta ecuación pone de manifiesto que cualquier máquina operando como turbina para una misma velocidad de giro y caudal de funcionamiento, la altura recuperada será mayor que la altura proporcionada cuando opera como bomba.

Al igual que se ha obtenido para los valores de altura, haciendo uso de las leyes de semejanza puede obtenerse la relación entre caudales, a través de la Ecuación 17.

$$\frac{Q_{tR}}{Q_{pR}} = \sqrt{\frac{H_{tR}}{H_{pR}}} \tag{Ecuación 17}$$

En la siguiente sección, se describen los parámetros que definen el comportamiento de las máquinas hidráulicas, de acuerdo al modo de operación como bomba o turbina.

2.3. Altura absorbida por una PAT

$H_{t,R}$ puede ser determinada de manera empírica por la Ecuación 15. Esta expresión trata de tener en cuenta las pérdidas que se producen. Durante las condiciones fuera de diseño, la dirección de la velocidad relativa del fluido en la entrada del impulsor no coincide con el ángulo de la pala de entrada, debido a la falta de una aleta guía. Como

resultado, el flujo de fluido no puede ingresar al álabe de manera suave deslizándose a lo largo de la superficie de la cuchilla. Estas pérdidas de energía se conocen como *incidencias o pérdidas por choque*, como se muestra en la Figura 6. Las pérdidas por choque usualmente ocurren a bajas velocidades y alcanzan el valor mínimo a la tasa de flujo diseñada (Agarwal, 2012). Por lo tanto, las pérdidas totales se pueden definir mediante la Ecuación (7):

$$H_{total\ pérdidas} = h_{fricción} + h_{choque} \tag{Ecuación 18}$$

donde $H_{total\ pérdidas}$ son las pérdidas totales en la PAT en mca; $h_{fricción}$ son las pérdidas por fricción dentro del rodete; y h_{choque} son las pérdidas por incidencia del flujo contra el álabe en mca.

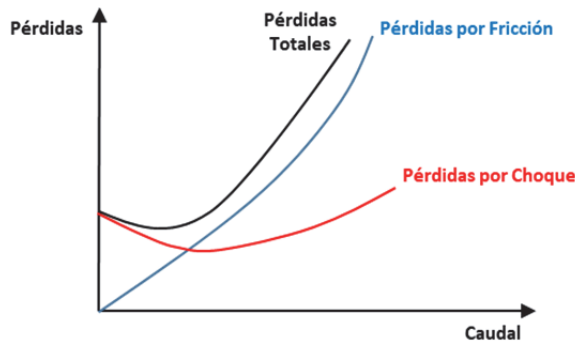


Figura 6. Pérdidas de carga en el rodete

La altura total (H) recuperada por una máquina hidráulica viene definida por la Ecuación 19:

$$H = H_{t,E} + h_{fricción} + h_{choque} \tag{Ecuación 19}$$

donde $H_{t,E}$ es la altura teórica de Euler en mca, obtenida mediante la ecuación de Euler.

La Tabla 1 muestra expresiones experimentales para estimar la altura y pérdidas en una PAT.

Tabla 1 Expresiones para estimar las pérdidas y alturas en una PAT

Ref.		Expresión	Complemento
Thin et al., 2008	$H_{t,E}$	$H_{theoretical} = \sigma \cdot \frac{U_2^2}{g} - \frac{\omega Q}{2\pi g b_2 t g \beta_2}$	$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}\beta_2}}{N_a^{0.7}}$
Ramos et al., 2000	h_f	$h_{friction} = b_2 \frac{(2r_2 - 2r_1)(W_1 + W_2)^2}{8g \text{sen}\beta_2 \Gamma_H}$	$W_1 = \frac{Q}{2\pi r_1 b_1 \text{sen}\beta_1}$ and $W_2 = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 \text{sen}\beta_2}$
Thin et al., 2008	h_s	$h_{shock} = \frac{k_{shock}}{2g} \left[\frac{(Q - Q_{BEP})}{Q_{BEP}} U_1 \right]^2$	$k_{shock} = 0.2$

Subíndice 1 y 2 hace referencia a la entrada y salida del fluido en el rodete; β es el ángulo del álabe; N_a es el número de canales entre álabes; b es el ancho del rodete.

El análisis de pérdidas de carga dentro de una PAT fue abordado por Pérez-Sánchez *et al.*, 2018 desarrollando un análisis de la altura absorbida por rodete y las pérdidas que se ocasionaban a la entrada de la máquina, en la voluta y en la salida. La Figura 7 pone de manifiesto el análisis desarrollado mediante fluidodinámica computacional (CFD) en un modelo calibrado de una PAT cuyo $n_s=51\text{rpm}$ (m, kW) (Figura 7a). La Figura 7b muestra los valores para una determinada velocidad de rotación, mientras que la Figura 7c muestra el porcentaje de la altura recuperada existente en pérdidas y aprovechada por el rodete en función de la velocidad de giro de la máquina.

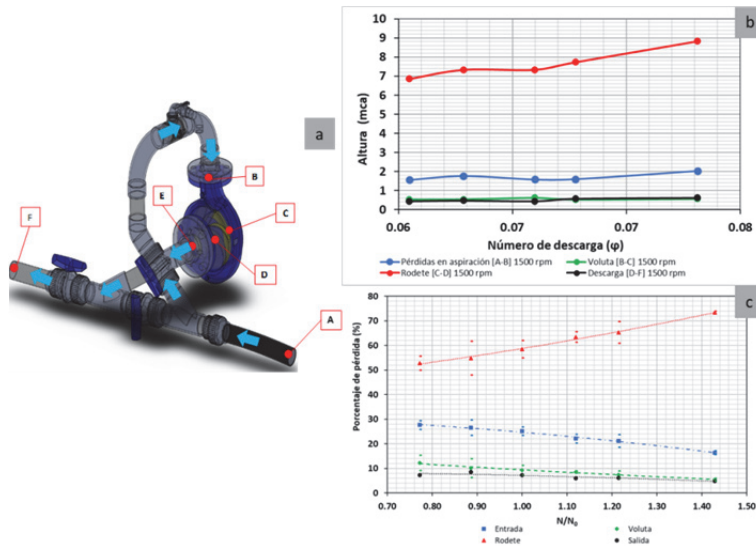


Figura 7. (a) Modelo de PAT $n_s=51$ rpm. (b) Alturas en función de localización. (c) Porcentaje de altura en función de la localización

3. Parámetros característicos de las PAT

Teniendo en cuenta las relaciones obtenidas en el apartado anterior, se pueden definir los cuatro parámetros que, para una PAT, funcionando como turbina. Estos están referidos al punto de máxima eficiencia de la bomba (BEP) y son definidos por las Ecuaciones 20 a 23 ((Chaudhry, 1987; De Almeida and Koelle, 1992)).

Coefficiente de descarga: $q = \frac{Q}{Q_{BEP}}$ Ecuación 20

Coefficiente de altura: $h = \frac{H}{H_{BEP}}$ Ecuación 21

Coefficiente de velocidad: $n = \frac{N}{N_{BEP}}$ Ecuación 22

Coefficiente torsor: $b = \frac{T}{T_{BEP}}$ Ecuación 23

Estos parámetros adimensionales permiten el análisis y comparación de la propia máquina trabajando a diferentes velocidades, así como entre diferentes máquinas. Además, estos parámetros constituyen la base para definir los conocidos parámetros de Suter.

3.1. Selección a través de los parámetros de Suter

En función de los valores de n y q , la operación de la máquina hidráulica se puede dividir en cuatro cuadrantes diferentes, tal y como muestra la Figura 8.

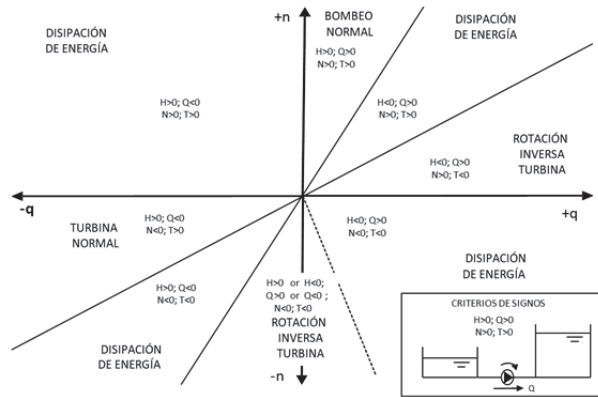


Figura 8. Modos operación de una máquina hidráulica

La operación de la máquina en modo turbina, se da en el tercer cuadrante ($180^\circ < \phi < 270^\circ$), para los casos en los que h y b son positivos, siendo n y q negativos (Chaudhry, 1987; De Almeida and Koelle, 1992), siendo definido el ángulo ϕ , mediante la Ecuación 24.

$$\tan \phi = \frac{n}{q} \tag{Ecuación 24}$$

Definido el ángulo de operación de la máquina, los parámetros de Suter vienen definidos por las Ecuaciones 25 y 26 (Suter, 1966; Wylie *et al.*, 1993).

$$\text{Head Suter parameter (WH); } WH = \frac{h}{n^2 + q^2} \tag{Ecuación 25}$$

$$\text{Torque Suter parameter (WT); } WT = \frac{b}{n^2 + q^2} \tag{Ecuación 26}$$

Estos parámetros son conocidos a través del ensayo de la máquina hidráulica en laboratorio y dependen fundamentalmente de su número específico de revoluciones (n_s). Este valor viene determinado por la Ecuación 27:

$$n_{sp} = n_{BEP} \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{H_{BEP}^{3/4}} \tag{Ecuación 27}$$

Donde n , Q y H están referidos al punto de eficiencia máxima (BEP) de la máquina trabajando como bomba. En el caso de que la bomba trabaje como turbina, su número específico de revoluciones (n_{st}), viene definido por la Ecuación 28, la cual es corregida por la relación de caudal máximo (Q) el cual no tiene por qué coincidir con el de má-

xima eficiencia y el caudal de máxima eficiencia (Q_{BEP}) de la máquina trabajando como bomba.

$$n_{st} = n_{sb} \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{\sqrt{Q}} \quad \text{Ecuación 28}$$

Del mismo modo, el n_{st} puede determinarse a través de la Ecuación 29

$$n_{st} = n_{BEP} \frac{\sqrt{P_{BEP}}}{H_{BEP}^{4/3}} \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde n_{BEP} , Q_{BEP} y H_{BEP} son los puntos de máxima eficiencia de la máquina trabajando como turbina.

Conocido el número específico de la máquina hidráulica, el rendimiento de la misma operando como turbina (η_t) viene definido por la Ecuación 30.

$$\eta_t = \frac{P_{GEN}}{P_{HID}} = \frac{T\omega}{\rho g Q H} \quad \text{Ecuación 30}$$

donde: T es el par torsor absorbido por el generador en Nm; ω es la velocidad angular de giro en rad/s; ρ es la densidad del fluido en kg/m^3 ; g es la constante gravitatoria en m/s^2 ; Q es el caudal circulante por la turbina en m^3/s ; H es la altura absorbida por la turbina en mca.

Dimensionalmente, el parámetro del rendimiento puede relacionarse con el rendimiento de la máquina operando como turbina en su punto de máxima eficiencia, según la Ecuación 31, obteniendo el porcentaje de máxima eficiencia (e).

$$e = \frac{\eta_t}{\eta_{tBEP}} = \frac{\frac{T\omega}{\rho g Q H}}{\frac{T_{BEP}\omega_{BEP}}{\rho g Q_{BEP} H_{BEP}}} = \frac{T\omega H_{BEP} Q_{BEP}}{T_{BEP}\omega_{BEP} Q H} = \frac{bn}{qh} = \frac{bn}{qh} \quad \text{Ecuación 31}$$

Dicha ecuación puede reescribirse en la Ecuación 32, teniendo en cuenta las Ecuaciones 24, 25 y 26.

$$e = \frac{bn}{qh} = \frac{bn}{qh} = \tan\varphi \frac{b}{h} = \tan\varphi \frac{WT}{WH} \quad \text{Ecuación 32}$$

Por tanto, si de una máquina se disponen los *parámetros de Suter*, la altura y rendimiento de la máquina operando como turbina viene establecido por las Ecuaciones 33 y 34.

$$H_t = H_{tBEP}(n^2 + q^2)WH \quad \text{Ecuación 33}$$

$$\eta_t = \eta_{tBEP} \frac{WT}{WH} \phi \quad \text{Ecuación 34}$$

La Figura 9 muestra un ejemplo de los valores de los parámetros de Suter para una máquina con un número específico de revoluciones de 230 rpm.

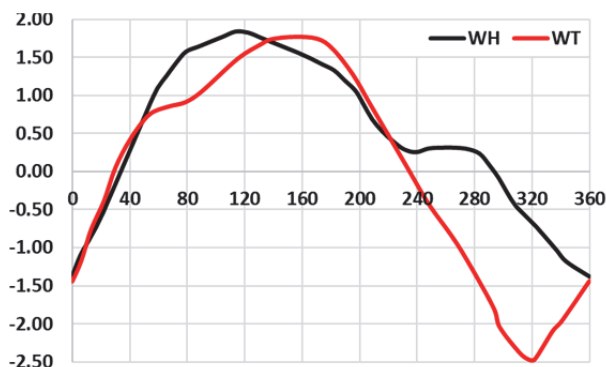


Figura 9. Ejemplo de parámetros de Suter para una PAT (n , 230 rpm (m, kW)).
Adaptado de (Ramos y Borga, 2000)

3.2. Coeficientes adimensionales

La aplicación del teorema Π de Vaschy-Buckingham a la ecuación fundamental de las máquinas hidráulicas permite obtener dos parámetros adimensionales que aunque están referidos a la condición de semejanza restringida (*i.e.*, aquella que únicamente tiene en cuenta la semejanza geométrica y cinemática). La experimentación con diferentes tipos de máquinas ha permitido correlacionar las curvas caudal-altura ($QvsH$) y eficiencia-caudal ($Qvs\eta$). Estos coeficientes son los denominados coeficiente de caudal (φ) y coeficiente de altura (ψ) (Mataix, 2009) definidos por las Ecuaciones 35 y 36.

$$\varphi = \frac{Q}{nD^3} \quad \text{Ecuación 35}$$

$$\psi = \frac{gH}{n^2D^2} \quad \text{Ecuación 36}$$

donde Q es el caudal en $\frac{m^3}{s}$, n las revoluciones en rpm de la máquina; D es el diámetro exterior de la máquina; g es la constante de la gravedad en $\frac{m}{s^2}$; H es la altura recuperada por la máquina en mca.

La Figura 10 muestra un ejemplo de la relación existente entre Q , H y η en función de los coeficientes de descarga y altura así como n_{st} (Ecuación 28).

La información contenida en esta figura juega un papel fundamental a la hora de definir las curvas de las máquinas, porque permite considerar un amplio rango de máquinas para su consideración bien como bombas, bien como turbinas. Cuando las necesidades de la instalación no se ajusten a ninguna de las curvas, se propone una interpolación entre curvas para encontrar una primera curva aproximada.

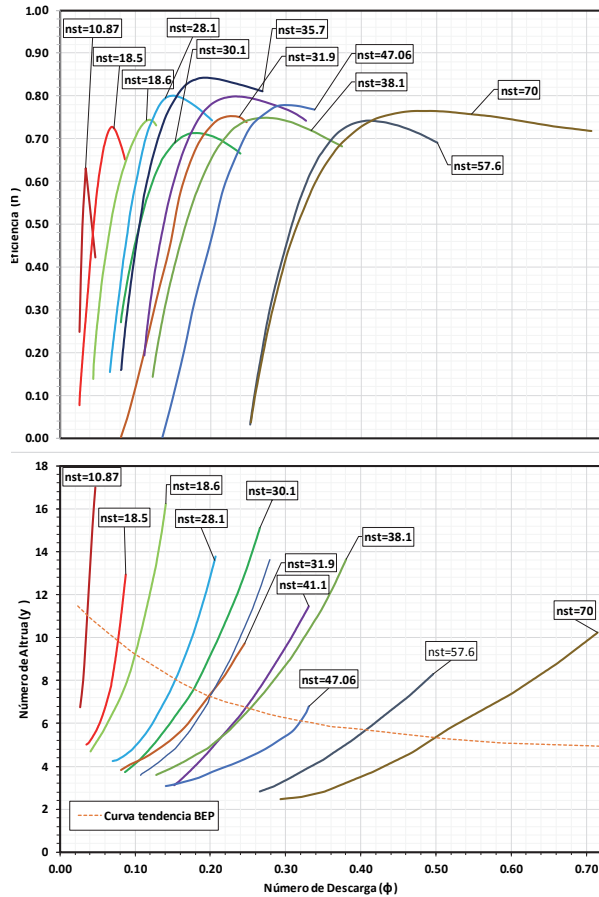


Figura 10. Eficiencia y coeficiente de altura en función del coeficiente de caudal y n_s (adaptada de Pérez-Sánchez *et al.*, 2017)

4. Potencias y rendimientos

El análisis energético de máquinas hidráulicas operando como motoras es crucial, ya que es necesario conocer los diferentes términos de alturas, rendimientos y potencias que intervienen en un sistema de micro generación. Por ello, empleando un esquema de sistema de generación a pie de presa (Figura 11), se definen las siguientes alturas.

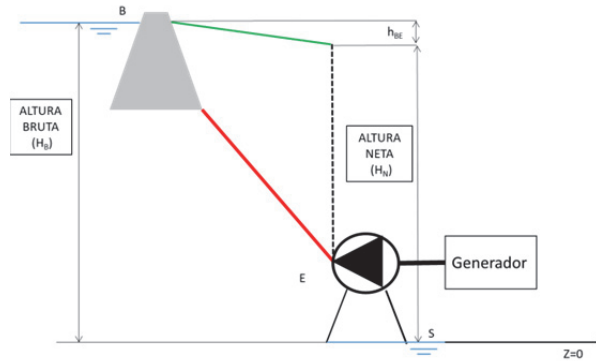


Figura 11. Esquema de alturas

- **Altura Bruta (H_B):** es la altura total disponible entre el punto de origen (en este caso la presa) y la descarga (en el caso de la figura un río, pero puede ser un punto presurizado). La determinación de H_B viene definido por un balance de energía entre la sección B y S, sin considerar pérdidas de carga.
- **Altura Neta (H_N):** es la altura hidráulica disponible para ser aprovechada por la máquina hidráulica, una vez las pérdidas por fricción y singulares han sido traídas de nuestro sistema, puede determinarse mediante el siguiente balance (Ecuación 37)

$$H_N = H_E - H_S = z_E + \frac{P_E}{\gamma} + \frac{v_E^2}{2g} - (z_S + \frac{P_S}{\gamma} + \frac{v_S^2}{2g}) \quad \text{Ecuación 37}$$

donde H_i es la energía por unidad de peso en la sección i en mca; z_i es la cota geométrica en la sección i en m; $\frac{P_i}{\gamma}$ es la presión en la sección i en mca; $\frac{v_i^2}{2g}$ es el término cinético de la sección i en mca.

- **Altura útil (H_u):** es la altura realmente aprovechada por la máquina hidráulica y depende del rendimiento manométrico de la misma. El rendimiento manométrico para una turbina viene relacionado por la Ecuación 38

$$H_u = \eta_{man} H_N \quad \text{Ecuación 38}$$

Definidas las alturas, las potencias existentes en un salto hidráulico son (Figura 12):

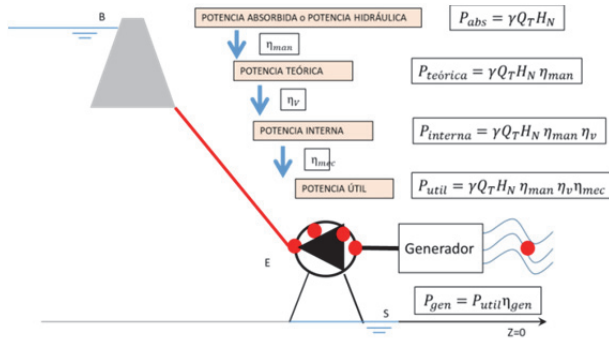


Figura 12. Esquema de Potencias

- Potencia absorbida o hidráulica (P_{abs}): es la potencia disponible en función del salto neto para ser aprovechada por la máquina. Idealmente, sería la potencia generada por la PAT. Dicha potencia, viene definida por la Ecuación 39.

$$P_{abs} = \gamma Q_T H_N$$

Ecuación 39

donde P_{abs} es la potencia hidráulica en kW γ es el peso específico del fluido en kN/m^3 ; Q_T es el caudal teórico circulante por la máquina en m^3/s ; H_N es el salto neto en mca.

- Potencia teórica ($P_{teórica}$): es la potencia teórica generada por la máquina teniendo en cuenta la altura útil absorbida por la misma, definida por la Ecuación 40.

$$P_{teórica} = \gamma Q_T H_N \eta_{man}$$

Ecuación 40

- Potencia interna (P_{int}): es la potencia interna que recibe el fluido una vez es considerado el caudal real (Q_R) turbinado por la máquina. Q_R es determinado mediante la Ecuación 41 y P_{int} mediante la Ecuación 42.

$$\eta_{vol} = \frac{Q_R}{Q_T} = \frac{Q_T - q}{Q_T}$$

Ecuación 41

$$P_{int} = \gamma Q_T H_N \eta_{man} \eta_{vol}$$

Ecuación 42

donde η_{vol} es el rendimiento volumétrico; q es el caudal de fugas en m^3/s

- Potencia eje (P_{eje}): es la potencia transmitida al eje de giro de la máquina. Esta potencia depende del rendimiento mecánico (η_{mec}) de la máquina.

$$P_{eje} = \gamma Q_T H_N \eta_{man} \eta_{vol} \eta_{mec} = M \omega$$

Ecuación 43

donde M es par en el eje en kNm ; ω es la velocidad angular de giro en rad/s .

- Potencia generada (P_{gen}): es la potencia realmente generada (introducida a la red o introducida al sistema de almacenamiento). En este caso viene definida por el rendimiento eléctrico (η_{ele}) del sistema eléctrico que esté formado (motor eléctrico, transformadores, variadores de frecuencia, entre otros).

$$P_{gen} = P_u \eta_{ele}$$

Ecuación 44

Conclusiones

En el presente capítulo se han descrito los fundamentos de la caracterización de las bombas funcionando como turbinas, concebidas a partir de sus curvas de funcionamiento. Las curvas, deducidas desde los triángulos de velocidades a la entrada y a la salida de la máquina y analizados a través de la ecuación de Euler, proporcionan las curvas teóricas de las máquinas. Sin embargo, para que estas curvas se transformen en curvas reales, es necesario conocer ciertos parámetros adimensionales estimados a partir de diversas experimentaciones que permiten conocer el funcionamiento completo de la máquina, incluidos aspectos energéticos tales como alturas y potencias. El conocimiento de estas curvas características, a falta de ensayos concretos de las bombas funcionando en modo turbina, permitirán a los diseñadores disponer de información bien aproximada del comportamiento de las máquinas cuando se instalen en sus sistemas correspondientes, permitiendo determinar los puntos de funcionamiento futuros de las mismas para cada instalación.

Selección de máquinas para funcionamiento como turbina a partir del comportamiento como bomba

Pérez-Sánchez, M^a, Sánchez-Romero, FJ^b, Ramos, HM^c, .López Jiménez, PA^a

^a Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València.

^b Departamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria. Universitat Politècnica de València.

^c CERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.

Resumen

En epígrafes previos del presente libro, se ha descrito el funcionamiento de las bombas en modo turbinas y su necesidad y aplicabilidad en el conjunto de la red. Sin embargo, es importante para el lector poder inferir el comportamiento completo de las máquinas cuando funcionen como turbinas (desconocido a priori) con el de funcionamiento como bombas (proporcionado por el fabricante y accesible para el público en general). En esa línea, el presente tema describe una metodología estructurada para la determinación de los puntos concretos de una máquina que operará como turbina, a partir de aquellos operando como bomba. Esta metodología aplica, tanto los puntos de máximo rendimiento o potencia, como el conjunto completo de la curva. Cuando el lector concluya el aprendizaje de este capítulo, será capaz de obtener (por métodos empíricos, con un grado de aproximación importante al que luego será el comportamiento real), el funcionamiento de una máquina cuando se conocen las curvas como bomba y se desea inferir las de turbina.

Palabras clave: Coeficientes de caudal, altura y potencia; métodos empíricos; curvas motrices; *BEP*.

Abstract

The operation of the pumps in turbine mode, and their need and applicability in the networks as a whole, have been described in previous sections of this book. However, it is important for the reader to be able to infer the complete behaviour of the machines when they work as turbines (unknown in advance) if pump curve is only known (provided by the manufacturer and accessible in general). This chapter describes a structured methodology for the determination of the specific points of a machine that will operate as a turbine, from those operating as a pump. This methodology-application of the technology, both the points of maximum efficiency or power, as well as the complete set of the curve. When readers conclude the learning of this chapter, they will be able to obtain the operation of a machine in turbine mode, using empirical methods, which have a large degree of approximation to the real behaviour.

Keywords: Discharge, height and power coefficients. Empirical methods, motor curves, *BEP*.

1. Introducción y resultados de aprendizaje del capítulo

Abordados en los capítulos anteriores la necesidad de la mejora energética en los sistemas de distribución, así como las posibilidades que se han abierto con el uso de las bombas operando como turbinas para la mejora de la sostenibilidad, se presenta ahora un capítulo de metodología para determinación de la máquina más adecuada para cada punto, conociendo las curvas de bomba y partiendo de ellas para conocer las de turbina. En el capítulo anterior, se definieron los fundamentos teóricos que describen el funcionamiento de una máquina hidráulica operando en modo bomba y turbina. Este cuarto capítulo toma un carácter más técnico y aborda la selección de bombas operando como turbinas.

En cursos de hidráulica básica donde se aborda el estudio de máquinas hidráulicas, se estudia que (sustancialmente), una bomba centrífuga no se diferencia de una turbina de reacción salvo que la primera absorbe energía mecánica para transformarla en energía hidráulica, mientras que la turbina absorbe energía hidráulica para restituirla en forma mecánica, actuando como una máquina motora. Por tanto, el uso en un modo u otro causará que la eficiencia hidráulica sea diferente para los mismos puntos de operación. Esto se debe a que los elementos que conforman una bomba (cono difusor, voluta, corona directriz, entre otros) están diseñados para operar como bomba y en la transformación de energía cinética y en altura de presión. Por tanto, la eficiencia de una *PAT* siempre será menor que la de una turbina diseñada para tal punto de operación.

A priori, la selección de una *PAT* para un determinado punto de funcionamiento, conocidos el caudal y la altura, se realiza de forma análoga a como se selecciona una bomba, es decir, conocido el punto de operación, se define la serie y después, se selecciona el modelo. Sin embargo, esta información que para las bombas está disponible por todos los fabricantes, no se encuentra para el uso como *PAT* y, por tanto, el usuario no dispone (en general) de una información que le permita la selección de dicha máquina.

En la selección de *PAT*, se debe tener en cuenta que la altura que aporta una bomba para un caudal dado, no coincide con la altura recuperada cuando opera como turbina. Asimismo, el punto óptimo de operación (*Best Efficiency Point, BEP*, por su acrónimo en inglés) tampoco lo hace en ambos modos de funcionamiento. Si se observa la Figura 1, la altura recuperada por una *PAT* es mayor que la altura aportada por una bomba para un mismo valor de caudal. Este hecho, se debe a las pérdidas hidráulicas existentes (*i.e.*, fricción y choque) tal y como se describió en el capítulo anterior.

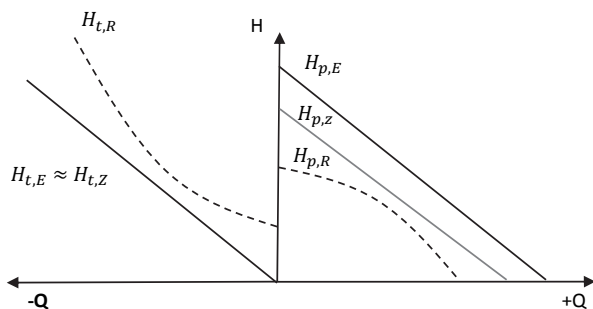


Figura 1. Curvas $Q - H$ operando como bomba (derecha) y turbina (izquierda)

Ante la falta de catálogos que permitan la selección de bombas operando como turbinas, se debe recurrir a estimar el punto de operación de la PAT a partir de la curva conocida de la máquina hidráulica operando como bomba. Para ello, el usuario debe servirse de métodos empíricos que estimen el punto de operación de mayor eficiencia de una máquina operando como turbina a partir de su modo bomba. Este hecho añade incertidumbre a la selección, como consecuencia que el propio diseño de la máquina tiene una importante influencia de la eficiencia. El simple hecho que el rodete de la máquina tenga un número de álabes diferentes, puede causar que la eficiencia sea diferente en dos máquinas similares. Por tanto, desde un principio, el usuario debe asumir que los métodos que se presentan a lo largo del capítulo tienen un error y que, por tanto, deben usarse con cautela a la hora de desarrollar estudios energéticos, debiéndose siempre recalcular los mismos una vez se conozcan las curvas reales de las máquinas.

El objetivo del presente capítulo está centrado en dos aspectos: en primer lugar, se pretende que el lector conozca los diferentes métodos existentes para conocer el punto de máxima eficiencia de una PAT en su funcionamiento como turbina a partir del BEP de una máquina hidráulica operando como bomba. El segundo objetivo planteado, consiste en describir detalladamente una metodología de trabajo para, a partir de los caudales de trabajo, poder seleccionar una bomba que opere como turbina.

2. Estimación del punto operación como turbina a partir de su modo como bomba

La estimación del punto de funcionamiento como turbina a partir del modo bomba ha sido objeto de numerosas investigaciones que han dado lugar a diferentes métodos empíricos con objeto de estimar dicho punto de operación. Tal y como se ha comentado en la sección anterior, este hecho no es trivial, como consecuencia que el mero hecho del diferente número de álabes en un rodete o el diseño de las partes de la máquina (e.g., voluta, corona directriz, aspiración) puede conducir a diferencias significativas en los puntos de operación reales de máquinas muy similares. Los diferentes métodos relacionan el punto de operación como turbina (Q_{BEP_t} , H_{BEP_t} y η_{BEP_t}), a partir de los

valores relacionados con el BEP en modo bomba relacionados por un coeficiente β a través de las Ecuaciones 1 a 3 respectivamente.

$$Q_{BEP_t} = \beta_Q Q_{BEP_b} \tag{Ecuación 1}$$

$$H_{BEP_t} = \beta_H H_{BEP_b} \tag{Ecuación 2}$$

$$\eta_{BEP_t} = \beta_\eta \eta_{BEP_b} \tag{Ecuación 3}$$

donde Q_{BEP_t} es el caudal estimado para el punto óptimo de operación en modo turbina en m^3/s , H_{BEP_t} es la altura recuperada por la máquina hidráulica operando en modo turbina en el punto óptimo de operación en mca, η_{BEP_t} es la eficiencia óptima de la máquina operando en modo turbina, Q_{BEP_b} es el punto óptimo de funcionamiento de la máquina operando en modo bomba en m^3/s , H_{BEP_b} es la altura aportada por la máquina hidráulica operando en modo bomba en mca, η_{BEP_b} es la eficiencia óptima de funcionamiento (BEP) de la máquina operando en modo bomba.

La Tabla 1 recoge dichos coeficientes, cuyo valor está relacionado fundamentalmente con su eficiencia óptima como bomba (BEP), número específico como bomba (n_{sb}) y número específico como turbina (n_{st}). Aunque han sido definidos en otros capítulos, los números específicos vienen definidos por las Ecuaciones 4 y 5.

$$n_{sb} = \frac{n Q_{BEP_b}^{1/2}}{H_{BEP_b}^{3/4}} \tag{Ecuación 4}$$

$$n_{st} = \frac{n Q_{BEP_t}^{1/2}}{H_{BEP_t}^{3/4}} \tag{Ecuación 5}$$

Tabla 1. Métodos empíricos para obtener puntos de operación como turbinas a partir de funcionamiento como bomba (Romero *et al.*, 2017)

Autor	β_Q	β_H	β_η
Stephanoff (Nautiyal <i>et al.</i> , 2010)	$\frac{1}{\sqrt{\eta_{BEP}}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}}$	1
Mc. Claskey (Ortiz Flórez & Abella Jiménez 2008)	$\frac{1}{\eta_{BEP}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}}$	1
Alatorre-Frenk (Nautiyal <i>et al.</i> , 2010)	$\frac{0.85\eta_{BEP}^5 + 0.385}{2\eta_{BEP}^{9.5} + 0.205}$	$\frac{1}{0.85\eta_{BEP}^5 + 0.385}$	$1 - \frac{0.03}{\eta_{BEP}}$
Sharma-Williams <i>et al.</i> , 2010)	$\frac{1}{\eta_{BEP}^{0.8}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}^{1.2}}$	1
MICI (Ortiz Flórez & Abella Jiménez 2008)	0.9-1.0	1.56-1.78	0.75-0.80
Yang <i>et al.</i> (Pugliese <i>et al.</i> , 2016)	$\frac{1.2}{\eta_{BEP}^{0.55}}$	$\frac{1.2}{\eta_{BEP}^{1.1}}$	-

(continúa)

Tabla 1. Métodos empíricos para obtener puntos de operación como turbinas a partir de funcionamiento como bomba (Romero *et al.*, 2017)

Hancock (Pugliese <i>et al.</i> , 2016)	$\frac{1}{\eta_{BEP}}$	$\frac{1}{\eta_{BEP}}$	-
Schmiedl (Pugliese <i>et al.</i> , 2016)	$-1.5 + \frac{2.4}{\eta_{BEP}^2}$	$-1.4 + \frac{2.5}{\eta_{BEP}}$	-
Mijailov (Ortiz Flórez & Abella Jiménez 2008)	$-0.078n_{sb} + 3.292$	$-0.078n_{sb} + 3.112$	$-0.0014n_{sb} + 0.96$
Audisio (Ortiz Flórez & Abella Jiménez 2008)	$1.21\eta_{BEP}^{-0.25}$	$1.21\eta_{BEP}^{-0.8} [1 + (0.6 + \ln n_{sp})^2]^{0.3}$	$0.95\eta_{BEP}^{0.7} [1 + (0.5 + \ln n_{sb})^2]^{-0.25}$
Carvalho (Ortiz Flórez & Abella Jiménez 2008)	$5*10^{-5}n_{sb}^2 - 0.0114 n_{sb} + 1.2246$	$-2*10^{-5}n_{sb}^2 + 0.0214 n_{sb} + 0.7688$	-
Nautiyal (Pugliese <i>et al.</i> , 2016)	$30.303[(\eta_{BEP} - 0.212)/\ln(n_{sb})] - 3.424$	$41.667[(\eta_{BEP} - 0.212)/\ln(n_{sb})] - 5.042$	-
Barbarelli (Barbarelli <i>et al.</i> , 2017)	$0.00029n_{sb}^2 - 0.02771 n_{sb} + 2.01648$	$-3 \cdot 10^{-5}n_{sb}^3 + 4.4 \cdot 10^{-3}n_{sb}^2 - 0.20882 n_{sb} + 4.64293$	-
Grover (Nautiyal <i>et al.</i> , 2010)	$2.379 - 0.0264n_{st}$	$2.693 - 0.0229n_{st}$	-
Hergt (Nautiyal <i>et al.</i> , 2010)	$1.3 - \frac{1.6}{n_{st} - 5}$	$1.3 - \frac{6}{n_{st} - 3}$	-

Dentro de la selección de máquinas operando como turbinas, los autores proponen las Ecuaciones 6 y 7 a partir de datos obtenidos de ensayos experimentales publicados por diferentes investigadores.

$$\beta_Q = \frac{1}{0.197675 \cdot \ln(n_{sb})} \quad \text{Ecuación 6}$$

$$\beta_H = \frac{1}{0.1759 \cdot \ln(n_{sb})} \quad \text{Ecuación 7}$$

$$\beta_\eta = (0.250976 \cdot \ln(n_{sb}))^{0.5} \text{ para } n_{sb} < 50 \quad \text{Ecuación 8}$$

En el caso de β_η la expresión para valores mayores a $n_{sb} > 50$ (m, kW) puede conducir a valores de eficiencia erróneos mayores a la unidad.

Los coeficientes expuestos en las ecuaciones anteriores 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 al 96%. La Figura 2 muestra los puntos experimentales utilizados en todos los ratios así como la predicción del número específico de la máquina operando como turbina (n_{st}), definido por la Ecuación 9.

$$n_{st} = 0.846364n_{sb} \quad \text{Ecuación 9}$$

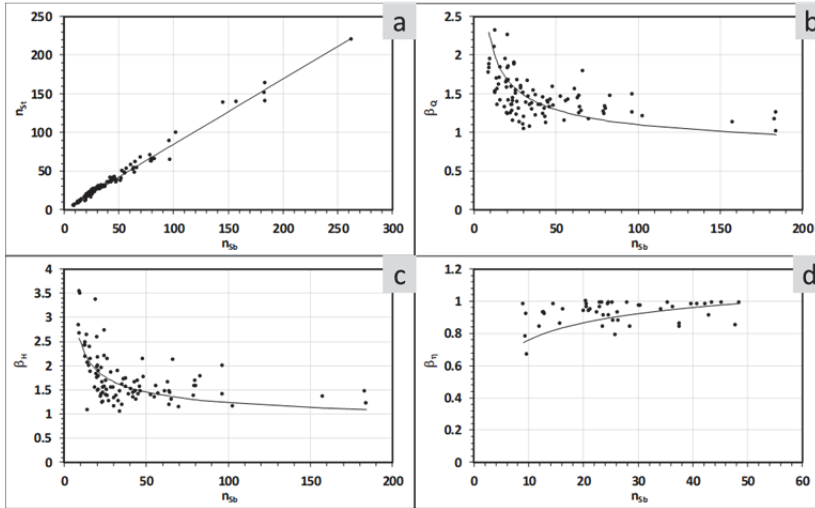


Figura 2. Coeficientes β para n_{St} (a), caudal (b), altura (c) y eficiencia (d) en función de n_{Sb}

Como en ocasiones, se opera en sentido inverso, a partir de los datos de operación en modo turbina, se debe seleccionar la bomba, los autores proponen los siguientes coeficientes β en función del número específico de turbina (n_{St}) establecido de acuerdo al punto de operación más probable. Los coeficientes vienen definidos por la expresiones:

$$\beta_Q = \frac{1}{0.2074 \cdot \ln(n_{St})} \quad \text{Ecuación 10}$$

$$\beta_H = \frac{1}{0.185669 \cdot \ln(n_{St})} \quad \text{Ecuación 11}$$

$$\beta_\eta = (0.254575 \cdot \ln(n_{St}))^{0.5} \text{ para } n_{St} < 50 \quad \text{Ecuación 12}$$

En el caso de β_η la expresión para valores mayores a $n_{St} > 50$ (m, kW) puede conducir a valores de eficiencia erróneos mayores a la unidad.

En este caso, la relación entre n_{St} y n_{Sb} es igual a:

$$n_{Sb} = 1.17372 n_{St} \quad \text{Ecuación 13}$$

La Figura.3 muestra los coeficientes en función del número específico como turbina

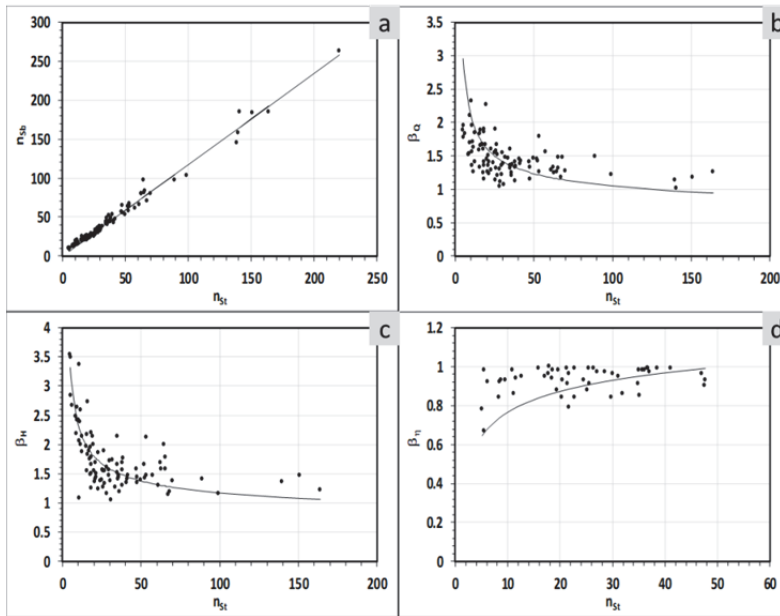


Figura 3. Coeficientes β para n_{sb} (a), caudal (b), altura (c) y eficiencia (d) en función de n_{st}

3. Determinación analítica de las curvas de operación a partir de sus números adimensionales

El apartado anterior permite determinar el punto de operación de una máquina funcionando como turbina a partir de un punto de funcionamiento como bomba. No obstante, en la mayoría de los casos es interesante conocer la curva completa $Q - H$ así como $Q - \eta$. Este se debe a consecuencia de que los caudales son variables o el caudal de funcionamiento esperado, no coincide con el punto obtenido con los métodos empíricos mostrados anteriormente. La construcción de estas curvas puede llevarse a cabo mediante el uso de los números adimensionales, definidos en el capítulo anterior. Estos coeficientes son los denominados coeficiente de caudal (φ) y coeficiente de altura (ψ) (Mataix, 2009) definidos por las Ecuaciones 14 y 15.

$$\varphi = \frac{Q}{nD^3} \quad \text{Ecuación 14}$$

$$\psi = \frac{gH}{n^2D^2} \quad \text{Ecuación 15}$$

donde Q es el caudal en $\frac{m^3}{s}$; n las revoluciones en rps de la máquina; D es el diámetro exterior del rodete de la máquina en m ; g es la constante de la gravedad en $\frac{m}{s^2}$; H es la altura recuperada por la máquina en mca. El desarrollo de estas curvas puede llevarse a cabo a partir de los datos experimentales publicados por diferentes investigadores. Otros autores

(Derakhshan y Nourbakhsh 2008; Novara y McNabola, 2018; Rossi, *et al.*, 2019; Rossi y Renzi 2018) proponen curvas adimensionales de H/H_{BEP} , Q/Q_{BEP} y η/η_{BEP} , que permiten estimar directamente las curvas de funcionamiento en función del punto *BEP*.

Estas investigaciones relacionan los coeficientes adimensionales con el número específico de la máquina operando como turbina (n_{st}). El uso de estos valores, como los mostrados en las Figuras 4 y 5, pueden inducir a cierto error, pero pueden ser una herramienta útil para realizar estudios energéticos preliminares o simulaciones de operación en redes de distribución que den pie a estudiar, con más detalle, el uso de *PAT* en el sistema.

En la actualidad, existe un mayor número de curvas que no han sido mostradas en la Figura 4 y Figura 5 para poder ser interpretadas. No obstante, el mayor uso de curvas implica que entre el número específico de turbina obtenido pueda desarrollarse una interpolación más cercana y de este modo ajustar mejor los valores obtenidos (Pérez-Sánchez *et al.*, 2017).

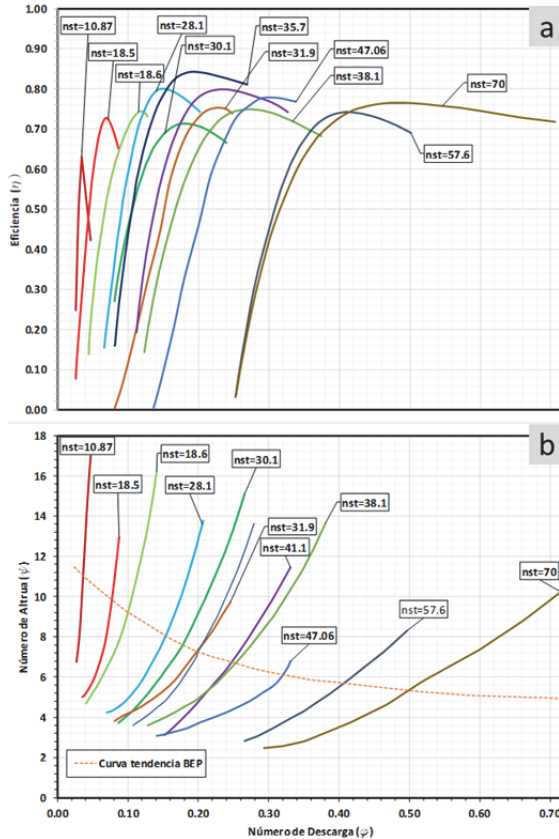


Figura 4. Eficiencia (a) y Coeficiente de altura (b) en función del coeficiente de caudal y n_{st} (adaptada de Pérez-Sánchez *et al.*, 2017)

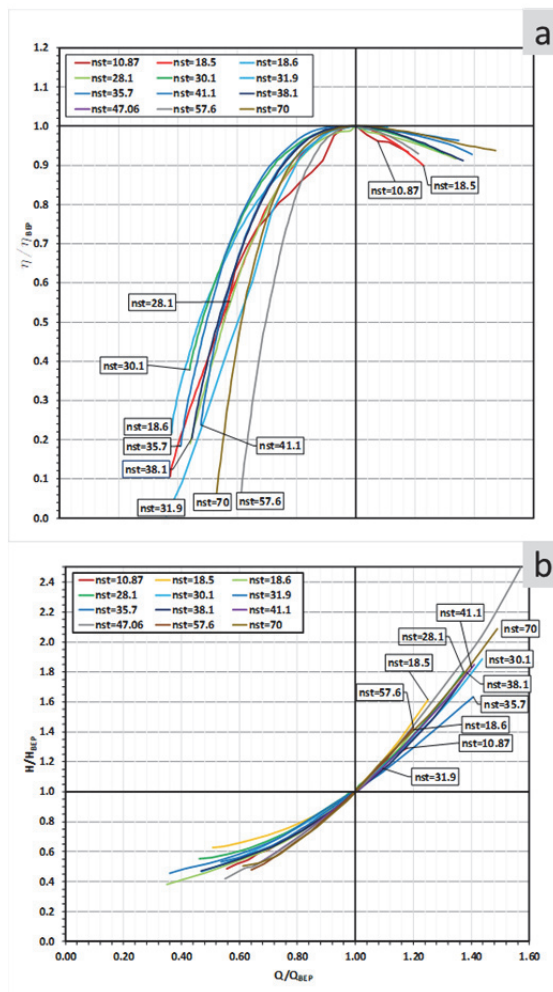


Figura 5. Curvas adimensionales de eficiencia (a) y altura (b) en función del coeficiente adimensional de caudal respecto al punto *BEP*.

Finalmente, el usuario no debe perder de vista que el propuesto es un método basado en datos experimentales, para máquinas concretas y que dos máquinas tengan el mismo número específico de revoluciones no implica que estas máquinas sean semejantes entre sí (Mataix, 2009). Por tanto, esta metodología proporciona curvas aproximadas de la bomba funcionando como turbina que deberán ser ensayadas si se desea conocer el comportamiento real en un sistema concreto.

4. Metodología de selección

Los dos apartados anteriores son importantes para conocer los puntos de operación así como las curvas completas de operación de las máquinas. No obstante, es importante desarrollar una metodología de selección de máquinas que vayan a operar como turbinas a partir de un catálogo de bombas. En esta sección del capítulo, se resume y modifica la metodología propuesta por Romero *et al.*, (2017) donde a partir de los valores de caudal y altura potencialmente recuperable, se puede seleccionar la bomba que operando como turbina permita mejorar la eficiencia energética del sistema. La metodología se basa en los métodos empíricos para fijar los puntos de operación de la máquina en su modo turbina así como conocer el valor de n_{St} . La Figura 4.6 recoge el diagrama de flujo que define los pasos de la metodología así como la entrada de datos necesaria. La metodología está establecida en 5 fases:

- A) *Determinación del punto de operación de la máquina operando como bomba;* para afrontar esta primera fase, debe conocerse el caudal y altura recuperable por la máquina (o los caudales y alturas si varían a lo largo del tiempo) más frecuente (Entrada 1, Figura 6). Aplicando, cualquiera de los métodos empíricos propuestos anteriormente, se obtienen el punto (o puntos) de la máquina operando en modo bomba ($Q_{BEP_b}; H_{BEP_b}; \eta_{BEP_b}$). Se recomienda emplear varios métodos para comprobar la variabilidad de los puntos obtenidos.
- B) *Selección de máquina operando en modo bomba;* una vez son definidos el punto de máxima eficiencia de la bomba como resultado del paso A (Salida 1), a partir de un catálogo de bombas, se lleva a cabo la selección de la máquina. Seleccionada la bomba, se establecen los valores aportados por el fabricante como valores de partida que sustituyen los obtenidos en el paso A.
- C) *Recálculo de los parámetros operando como turbina.* Con los valores obtenidos en B, se determinan los valores β_Q, β_H y β_η mediante las Ecuaciones 6 a 8. Con estos valores se determinan los valores empíricos $Q_{BEP_t}; H_{BEP_t}; \eta_{BEP_t}$, comparándose con los valores iniciales del caso de estudio (Entrada 1). Si estos valores son similares, se pasa a la siguiente etapa.

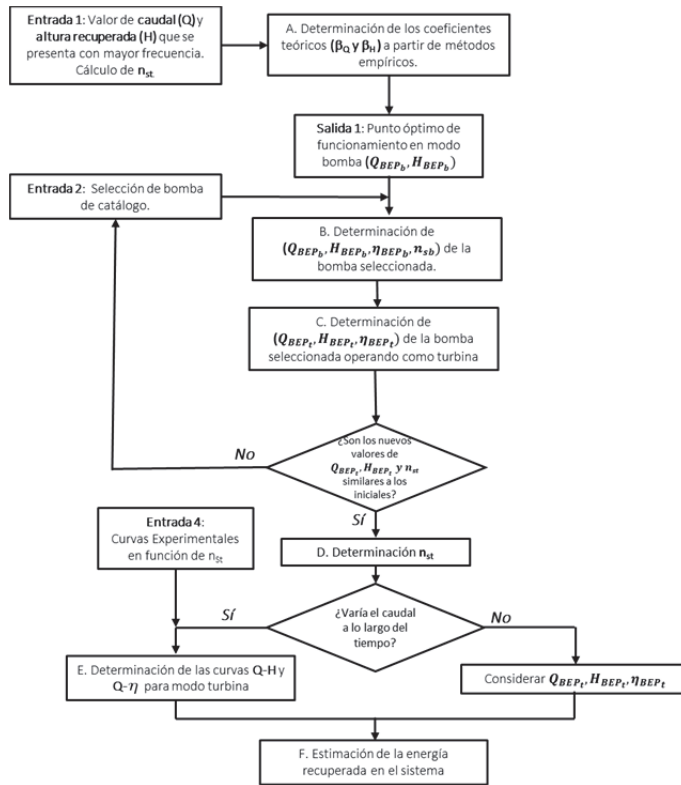


Figura 6. Metodología de selección adaptado de Romero *et al*, (2017)

D) *Definición de la velocidad específica (n_{St})*; conocidos los valores recuperables por la máquina en modo turbina (Q_{BEP_t} , H_{BEP_t} y η_{BEP_t}), se define n_{St} , tal y como se definió en el capítulo anterior. Si la máquina opera solamente a ese punto de operación, la metodología puede ir directamente a la fase F). Si el caudal varía a lo largo del tiempo, o existen diferentes puntos de funcionamiento, se debe abordar la fase E). El número de revoluciones (n) depende del motor-generator eléctrico (concretamente del número de polos) y de la frecuencia (en Europa, 50 Hz).

$$n_{St} = n \frac{\sqrt{Q_T}}{H_T^{3/4}}$$

Ecuación 16

E) *Estimación de la curva de altura y eficiencia en función del caudal*; para llevar a cabo la estimación de estas dos curvas, es necesario conocer n_{St} (Fase D) y una vez conocido, pueden usarse los números adimensionales de caudal y altura (φ y ψ) (definidos en la sección anterior, Ecuaciones 13 y 14), el diámetro exterior del rodete de la bomba seleccionada (Fase B), así como la velocidad de giro de la máquina (la cual depende de la máquina seleccionada, y más

concretamente del motor eléctrico que lleve instalado) o directamente las curvas adimensionales de H/H_{BEP} y η/η_{BEP} , en función de Q/Q_{BEP} , y a partir del valor del n_{St} estimar las curvas de funcionamiento (Figura 5).

F) *Determinación de los términos de mejora energética*; conocidos los valores de las diferentes fases (caudal, altura y eficiencia en modo turbina) puede llevarse a cabo el estudio de la mejora energética. En este caso, el estudio de la energía recuperable así como la potencia a instalar es fundamental, con el objetivo de poder llevar a cabo el análisis de viabilidad previo. Para ello, es determinante que el análisis de la energía recuperable, tenga un valor de eficiencia conservador, teniendo en cuenta todos los elementos a instalar (variadores, condensadores -si el sistema es aislado de la red- motor eléctrico, transformadores, entre otros). Por tanto, la energía recuperable vendrá definida por la Ecuación 17, mientras que la potencia por la Ecuación 18:

$$E = \frac{\gamma Q_T H_T \eta_T \eta_e t}{3600} \quad \text{Ecuación 17}$$

$$P = \gamma Q_T H_T \eta_T \eta_e \quad \text{Ecuación 18}$$

donde: E es la energía recuperable en kWh/año; η_e es la eficiencia eléctrica del conjunto del sistema instalado; t es el tiempo de operación en s de la máquina; P es la potencia de la máquina en kW.

5. Caso de estudio

Esta sección tiene por objetivo desarrollar un ejemplo en el que a partir de unos valores supuestos de caudal y altura recuperable, se puede seleccionar una máquina que opere en modo turbina. La solución utiliza la metodología expuesta en el apartado anterior a través del conocimiento de sus curvas como bomba. Para llevar a cabo el análisis, se propone el caso siguiente:

Dos depósitos se encuentran conectados mediante una conducción de fundición de diámetro interior 200 mm, con una rugosidad absoluta de 0.1 mm y una longitud de 6800 m. El depósito superior se encuentra a la cota 90 msnm, el depósito inferior a la cota 40 msnm. Se conocen que para un caudal de 25 l/s, las pérdidas de carga por fricción son 21.33 mca y las pérdidas singulares de la conducción, suponiendo un 15% de las pérdidas por fricción, son 3.20 mca. Por tanto, para regular este caudal, existe instalada una válvula reguladora que introduce en el sistema 25.47 mca. Los gestores del sistema pretenden cambiar esta válvula reguladora por una bomba operando como turbina. Se pide seleccionar una máquina que supla estas condiciones.

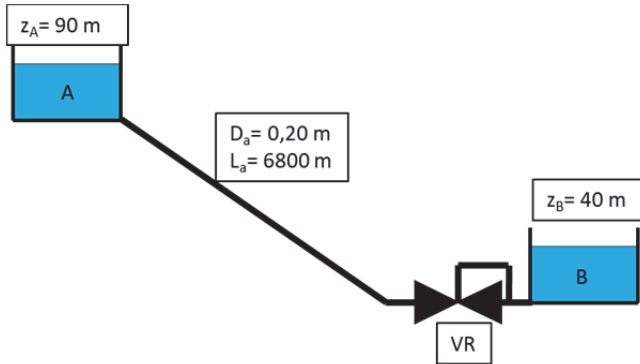


Figura 7. Esquema de caso de estudio propuesto

El punto de operación de la PAT se fija en un caudal de $Q_t = 25 \text{ l/s}$ y una altura recuperable de $H_t = 25.47 \text{ m}$. Se fija la velocidad de rotación en $n = 1450 \text{ rpm}$.

El valor para n_{St} quedará como:

$$n_{St} = n \frac{Q_t^{0.5}}{H_t^{3/4}} = 1450 \frac{0.025^{0.5}}{25.47^{3/4}} = 20.22 \text{ (m, kW)}$$

A partir de n_{St} se calcularán los factores β_Q y β_H

$$\beta_Q = \frac{1}{0.2074 \cdot \ln(n_{St})} = \frac{1}{0.2074 \cdot \ln(20.22)} = 1.60$$

$$\beta_H = \frac{1}{0.185669 \cdot \ln(n_{St})} = \frac{1}{0.185669 \cdot \ln(20.22)} = 1.79$$

Los caudales para bomba asociados quedarán como

$$Q_b = \frac{Q_t}{\beta_Q} = \frac{25}{1.60} = 15.63 \frac{\text{l}}{\text{s}} \left(56.27 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right)$$

$$H_b = \frac{H_t}{\beta_H} = \frac{25.47}{1.79} = 14.22 \text{ m}$$

En la Figura 8, se muestra dentro de la serie de bombas elegida el punto asociado como bomba.

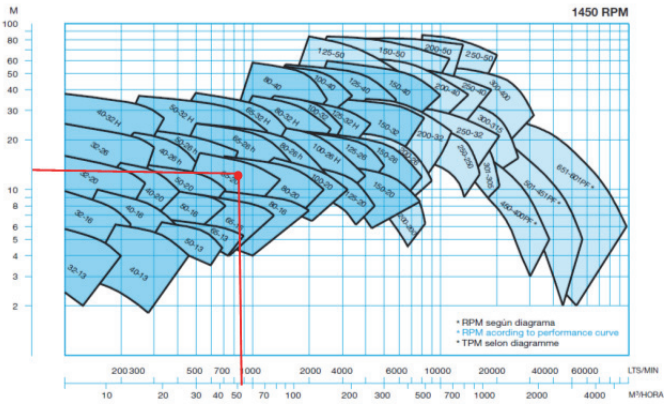


Figura 8. Serie de bombas elegida (Bombas Ideal, 2019)

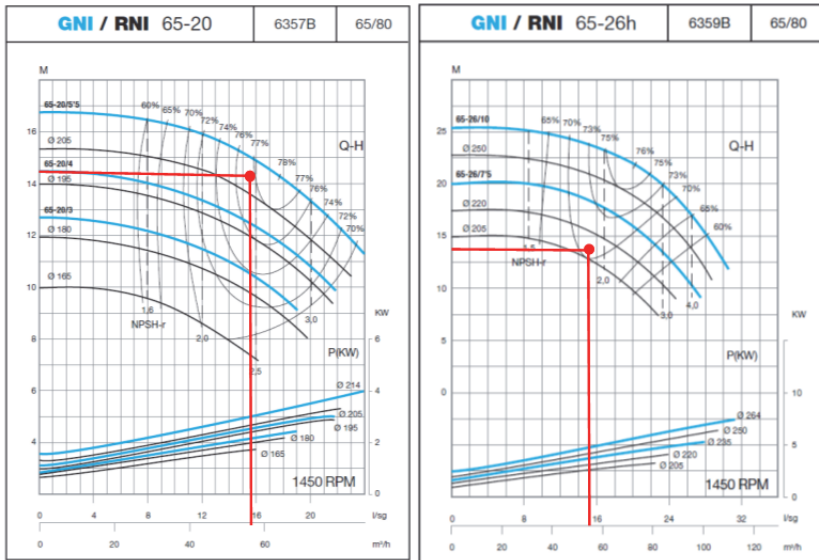


Figura 9. Modelo de bomba (Bombas Ideal, 2019)

El punto de funcionamiento queda dentro del modelo 65-20. Debido a la incertidumbre asociada a estos métodos, es recomendable analizar también el resto de modelos cercanos. En la Figura 9. se muestran los puntos asociados para los modelos 65-20 y 65-26h.

Los puntos de funcionamiento óptimo para la bomba 65-20 se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Puntos de funcionamiento óptimo para la bomba 65-20

Modelo	Diámetro rodete D (mm)	Q_{BEP_b} (l/s)	H_{BEP_b} (m)	η_{BEP_b}
65-20	220	17.70	14.30	0.780
65-20	205	17	13	0.770

Los números específicos como bomba quedarán como:

$$D = 214 \text{ mm} \Rightarrow n_{sb} = 1450 \frac{0.0177^{0.5}}{14.30^{3/4}} = 26.23 \text{ (m, kw)}$$

$$D = 205 \text{ mm} \Rightarrow n_{sb} = 1450 \frac{0.017^{0.5}}{13^{3/4}} = 27.61 \text{ (m, kw)}$$

Por lo tanto, para estos dos casos los β_Q , β_H y β_η quedarán como:

$$D = 214 \text{ mm} \Rightarrow \beta_Q = \frac{1}{0.197675 \cdot \ln(n_{sb})} = \frac{1}{0.197675 \cdot \ln(26.23)} = 1.55$$

$$\beta_H = \frac{1}{0.1759 \cdot \ln(n_{sb})} = \frac{1}{0.1759 \cdot \ln(26.23)} = 1.74$$

$$\beta_\eta = (0.250976 \cdot \ln(n_{sb}))^{0.5} = (0.250976 \cdot \ln(26.23))^{0.5} = 0.91$$

$$D = 205 \text{ mm} \Rightarrow \beta_Q = \frac{1}{0.197675 \cdot \ln(27.61)} = 1.52$$

$$\beta_H = \frac{1}{0.1759 \cdot \ln(27.61)} = 1.71 \quad \beta_\eta = (0.250976 \cdot \ln(27.61))^{0.5} = 0.91$$

En la Tabla 3 se muestran los resultados obtenidos con los métodos propuestos en la Tabla 1. aplicados para la bomba 65-20.

Tabla 3. Resultados de aplicación método de cálculo para los puntos óptimos seleccionados de la bomba 65-20

Método	65-20 D=214 mm			65-20 D=205 mm		
	β_Q	β_H	β_η	β_Q	β_H	β_η
Pérez-Sánchez	1.55	1.74	0.91	1.52	1.71	0.91
Stephanoff	1.13	1.28	1.00	1.14	1.30	1.00
Mc Claskey/Hancock	1.28	1.28	1.00	1.30	1.30	1.00
Alatorre-Frenk	1.60	1.59	0.96	1.65	1.63	0.96
Sharma-Williams	1.22	1.35	1.00	1.23	1.37	1.00
Yang	1.38	1.58		1.39	1.60	
Schiedl	2.44	1.81		2.55	1.85	
Mijailov	1.25	1.07	0.92	1.14	0.96	0.92
Audisio	1.29	3.39	0.40	1.29	3.45	0.40
Carvalho	0.96	1.32		0.95	1.34	
Nautiyal	1.84	2.20		1.67	1.96	
Barbarelli	1.49	1.65		1.47	1.60	

Aplicando los coeficientes calculados según Pérez-Sánchez los puntos *BEP* en funcionamiento como turbina quedarían como:

$$D = 214 \text{ mm} \Rightarrow Q_{BEP_t} = \beta_Q \cdot Q_{BEP_b} = 1.55 \cdot 17.70 = 27.44 \text{ l/s}$$

$$H_{BEP_t} = \beta_H \cdot H_{BEP_b} = 1.74 \cdot 14.30 = 24.88 \text{ m}$$

$$\eta_{BEP_t} = \beta_\eta \cdot \eta_{BEP_b} = 0.91 \cdot 0.78 = 0.71$$

$$n_{St} = 21.55 \text{ (m, kW)}$$

$$D = 205 \text{ mm} \Rightarrow Q_{BEP_t} = 1.52 \cdot 17 = 25.92 \text{ l/s}$$

$$H_{BEP_t} = 1.71 \cdot 13 = 22.27 \text{ m} \quad \eta_{BEP_t} = 0.91 \cdot 0.77 = 0.70 \quad n_{St} = 22.77 \text{ (m, kW)}$$

En la Tabla 4. se muestran los resultados para las bombas 65-20, 65-26h, 50-26h, 80-16 y 80-20. Se calcula también el error respecto al punto de funcionamiento tanto en caudal, altura y el total. Los menores errores se obtienen para la bomba 65-26h y 65-20, descartándose el resto de modelos ya que los puntos *BEP* proporcionados se alejan del punto de funcionamiento deseado. La elección podría simplificarse a seleccionar aquella con un menor error, pero por ejemplo en los casos donde exista variación del caudal o que las eficiencias sean diferentes, es necesario disponer de las curvas Q-H y Q- η para la selección final de la bomba.

Tabla 4. Resultados para diferentes bombas de la misma serie

Modelo	D(mm)	Q_{BEP_b} (l/s)	H_{BEP_b} (m)	η_{BEP_b}	n_{sb} (m, kW)	β_Q	β_H	β_η
65-20	214	17.70	14.30	0.780	26.23	1.55	1.74	0.91
65-20	205	17.00	13.00	0.770	27.61	1.52	1.71	0.91
65-26h	220	16.00	15.00	0.715	24.06	1.59	1.79	0.89
65-26h	205	15.00	13.00	0.700	25.94	1.55	1.75	0.90
50-26h	220	7.50	15.00	0.550	16.48	1.81	2.03	0.84
80-16	174	27.50	8.75	0.850	47.26	1.31	1.47	0.98
80-20	205	27.00	13.00	0.805	34.80	1.43	1.60	0.94
Modelo	D(mm)	Q_{BEP_t} (l/s)	H_{BEP_t} (m)	η_{BEP_t}	n_{St} (m, kW)	E_Q (%)	E_H (%)	E_T (%)
65-20	214	27.44	24.88	0.71	21.56	-9.74	2.31	10.01
65-20	205	25.84	22.23	0.70	22.77	-3.36	12.72	13.16
65-26h	220	25.44	26.85	0.64	19.61	-1.76	-5.42	5.70
65-26h	205	23.25	22.75	0.63	21.22	7.00	10.68	12.77
50-26h	220	13.58	30.45	0.46	13.03	45.70	-19.55	49.71
80-16	174	36.03	12.86	0.83	40.52	-44.10	49.50	66.29
80-20	205	38.61	20.80	0.76	29.25	-54.44	18.34	57.44

De la Figura 5 se obtienen las curvas H/H_{BEP} y η/η_{BEP} en función de Q/Q_{BEP} , a partir del número específico de la máquina (n_{St}). En la Figura 10 se adjuntan las curvas obtenidas para cada caso.

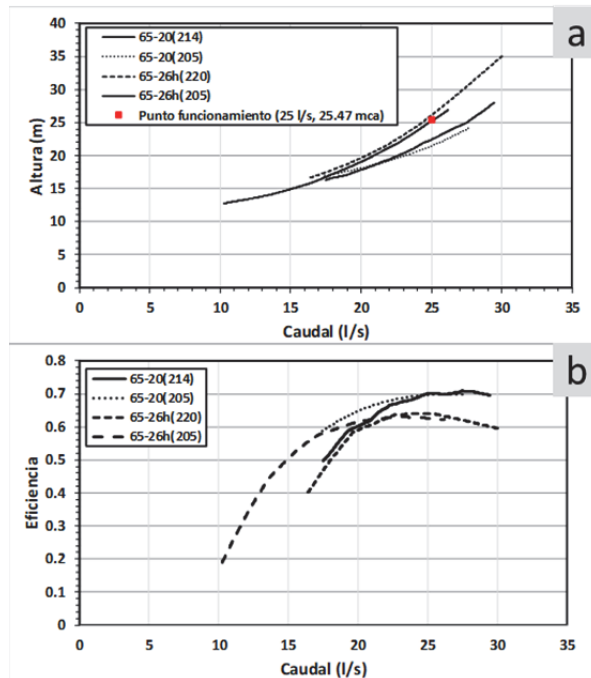


Figura 10. Curvas Q-H (a) y Q- η (b) de las bombas seleccionadas

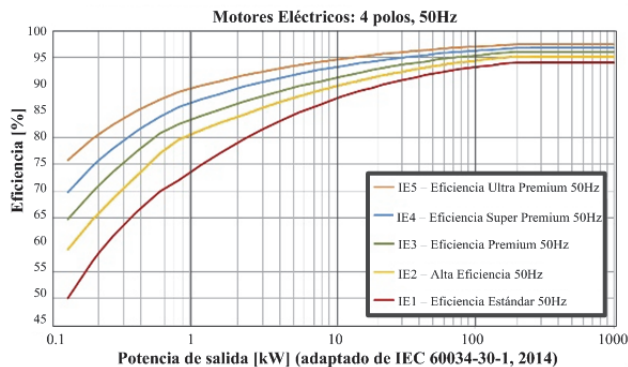


Figura 11. Evolución de la eficiencia de las máquinas de inducción con su potencia de salida (Adaptado de Fernandes *et al.*, 2019)

En la Tabla 5 se muestran los resultados de potencia hidráulica recuperada en función de la curva de trabajo seleccionada. Para el modelo 65-26h, la altura recuperada es

ligeramente superior al punto de funcionamiento, siendo necesario realizar alguna modificación (e.g., variación velocidad, disminución pérdidas de carga). En ambos casos, para tomar una decisión sobre la posible potencia teórica a recuperar, se supone una eficiencia eléctrica constante y de valor 0.84 (Figura.11)

Tabla 5. Resultados para las bombas seleccionadas

Modelo	Diámetro rodete (mm)	Q_T (l/s)	H_T (m)	η_T	η_e	P(kW)
65-20	214	25	22.40	0.70	0.85	3.26
65-20	205	25	21.48	0.70	0.85	3.12
65-26h	220	25	26.12	0.64	0.85	3.48
65-26h	205	25	25.23	0.63	0.85	3.29

Es de destacar que las máximas potencias recuperadas se obtienen para máquinas con una menor eficiencia, pero que son capaces de recuperar una mayor altura para ese caudal. En el caso de existir varios puntos de funcionamiento, se debería analizar para cada curva seleccionada la energía total recuperada por el sistema, trabajando en cada punto los tiempos de trabajo establecidos. Elijiéndose finalmente la curva donde se obtuviera una mayor energía recuperada.

Conclusiones

En el presente capítulo, se han descrito los diferentes métodos empíricos para seleccionar una bomba que opere como turbina, conocidos los puntos de operación. Relacionado con este aspecto, los autores han publicado unas nuevas ecuaciones de regresión para determinar los coeficientes que permiten determinar los puntos de operación como bomba a partir de los datos de entrada de máquina operando como turbina. Presentados los métodos empíricos, se ha abordado la descripción de una metodología modificada a la presentada por Romero *et al.*, (2017). Esta metodología permite determinar de forma previa, la selección de máquinas, definición de curvas a partir de los números adimensionales y determinar un primer análisis energético. La metodología propuesta ha sido aplicada a un caso de estudio en concreto, mostrando las capacidades de la estrategia de determinación de la curva de la máquina funcionando como turbina, conocido el modo de funcionamiento como bomba.

***PAT* operando en régimen permanente con variación de velocidad. Aspectos de regulación**

Pérez-Sánchez, M^a, Sánchez-Romero, FJ^b, Ramos, HM^c, .López Jiménez, PA^a

^aDepartamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València.

^bDepartamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria. Universitat Politècnica de València.

^cCERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.

Resumen

Conocidos en profundidad los aspectos de caracterización de las bombas funcionando como turbinas a través de sus curvas motrices, se hace necesario introducir aspectos de regulación. El control sobre caudales, alturas y potencias en las máquinas es fundamental para su instalación en redes con regímenes variables. Esto permitirá una adaptación a las posibilidades de producción de cada punto. El presente capítulo introduce sobre las estrategias de regulación controlando la curva motriz a través de regulación hidráulica y eléctrica (combinando máquinas asociadas en serie y en paralelo con control de velocidad) con regulación con válvulas asimismo en serie y paralelo, que permitan la instalación más adecuada a cada punto de funcionamiento.

Palabras clave: Regulación; Leyes de semejanza; Asociación en serie y paralelo; Línea de máxima eficiencia, Línea de máxima potencia

Abstract

After an in-depth knowledge of the characterization aspects of the pumps operating as turbines through their motor curves, it is necessary to introduce the regulation aspects. The control over flows, heights and powers in the machines is fundamental for its installation in networks with variable regimes, adapting to the production possibilities of each point. This chapter introduces regulation strategies by controlling the motor curve through hydraulic and electrical regulation (combining associated machines in series and parallel with speed control) using serial and parallel valves, in order to control the installation more appropriate to each operating point.

Keywords: Regulation; Affinity laws; serial and parallel association; Best Efficiency Line; Best Power Curve.

1. Introducción y objetivos

En los capítulos anteriores se ha abordado el estudio fundamental de las máquinas hidráulicas, así como la selección de máquinas conocido un punto de operación. No obstante, es conocido que los sistemas de distribución pueden trabajar en condiciones de caudal y/o altura recuperable variable, por lo que la regulación de los sistemas de recuperación se hace igualmente necesaria. Por tanto, desde el punto de vista del gestor de sistemas de distribución, no solo se debe saber seleccionar una máquina a partir del punto o zona de operación, sino que debe conocerse la mejor curva de consigna de funcionamiento para maximizar la energía recuperada. Este capítulo se centra en este aspecto, y su estudio permitirá acceder a la optimización de sistemas de distribución que se verá en el siguiente capítulo. Por tanto, los objetivos del presente capítulo son:

- Conocer los diferentes escenarios frente a caudal y altura que pueden encontrarse un sistema de recuperación mediante *PAT*.
- Definir los diferentes tipos de asociación en serie y paralelo.
- Describir la regulación que puede llevarse a cabo en una *PAT* o grupo de recuperación.
- Establecer las ecuaciones clásicas para las curvas con variación de velocidad y modificadas de semejanza
- Definir la regulación de sistemas de recuperación sobre la línea de máxima eficiencia y máxima potencia.

2. *PAT* en sistemas de distribución

Dentro de los sistemas de distribución, se pueden dar diferentes casuísticas en las cuales se pueda proponer el uso de *PAT*. El objetivo es recuperar energía dentro de las redes mejorando la sostenibilidad de las mismas. Por tanto, atendiendo a la localización de la máquina, las condiciones de operación pueden ser diferentes. Desde este punto de vista, puede darse la siguiente casuística:

- a) Caso 1. Flujo uniforme: instaladas entre dos puntos de altura piezométrica conocida (e.g., dos depósitos) por el cual circula un caudal constante a lo largo del tiempo. En este caso (Figura 5, Caso B), la máquina opera en un único punto de operación (Q_t, H_t), el cual vendrá dado por la intersección de la curva de la *PAT* y de la curva resistente disponible del sistema ($H_{r,d}$). Generalmente en este caso, la máquina hidráulica vendría a sustituir a la válvula reguladora que introducía las pérdidas singulares en el sistema para regular el caudal de entrada al depósito inferior (Figura 1, Caso A).

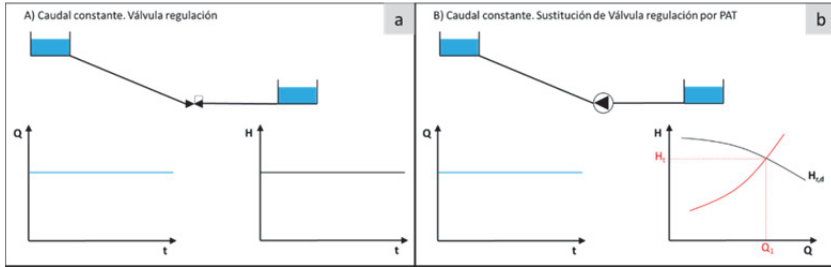


Figura 1. Operación PAT a caudal constante (b) sustituyendo válvula regulación (a)

- b) Caso 2. Flujo variable a lo largo de tiempo, sustituyendo una válvula reguladora; este segundo caso, la PAT o grupo de PAT van instaladas sustituyendo a la válvula de regulación (Figura 2, Caso B). A priori, la oscilación de caudal y altura recuperable a lo largo del tiempo es conocida, como consecuencia de la instrumentalización que contenga la válvula reguladora (e.g., sensores de presión, caudalímetro) o conociendo el grado de apertura, diferencia de presión y curva de coeficiente de caudal de la válvula en función de la apertura.

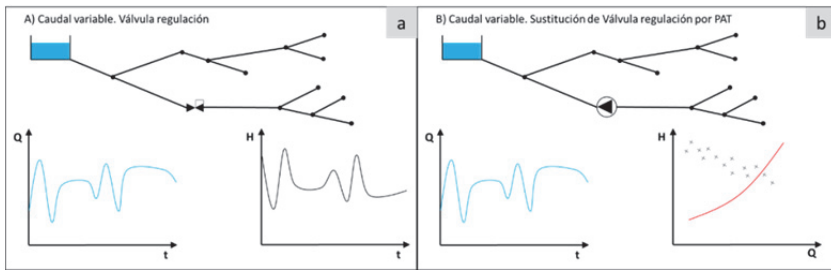


Figura 2. Operación PAT a caudal variable (b) sustituyendo válvula regulación (a)

- c) Caso 3. Flujo variable a lo largo de tiempo sin existir válvula reguladora; en este tercer caso no se lleva a cabo la sustitución de la válvula regulación, ya que no existe dentro de la red. Esta situación, se presenta cuando existe una red de distribución que total o parcialmente, se ve sometida a presiones elevadas como consecuencia de que, para garantizar la presión en los nudos más desfavorables del sistema, estas zonas profundas tengan piezométricas por encima de las mínimas necesarias.

Esta situación causa que, a priori, no se conozca la localización exacta de la PAT o grupo de PAT (Figura 3), ya que en función de su localización y tipo de máquina dependerá la presión aguas abajo, así como la energía potencialmente recuperable.

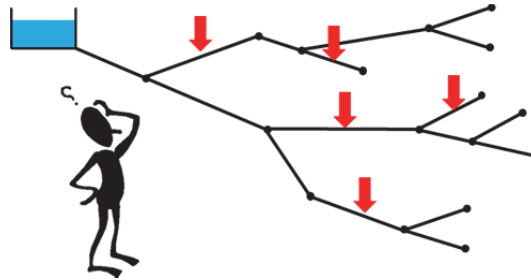


Figura 3. Operación PAT a caudal variable sin conocer su localización a priori

Todos los casos descritos anteriormente, varían en cuanto a su complejidad de cálculo de menor (Caso 1) a mayor (Caso 3) en cuanto a selección de máquinas, estimación de energía recuperable y localización de la máquina (en el último caso). Además de considerar los primeros condicionantes para el establecimiento de grupos de microgeneración, es fácil presuponer que, en prácticamente todas las situaciones descritas anteriormente, el 100% del caudal circulante por la línea no podrá ser aprovechado ni la altura recuperada por la PAT, coincidirá exactamente con la altura que hasta entonces estaba disipando la válvula reguladora. Por tanto, aunque en las secciones posteriores se abordará en detalle, es de imaginar que habrá casos que: (i) para cubrir todo el rango de caudales se deberán instalar equipos en paralelo; (ii) se deberán instalar válvulas en *bypass* para derivar los caudales que no sean aprovechables para turbinar por la máquina; (iii) se deberán instalar válvulas en serie que disipen la altura de presión que la máquina no es capaz de absorber; (iv) en redes de distribución, posiblemente existirán grupos de recuperación que estén instalados en líneas en serie dentro de la red; (v) definir el tipo de regulación (si la hay) dentro de cada uno de los grupos de microgeneración.

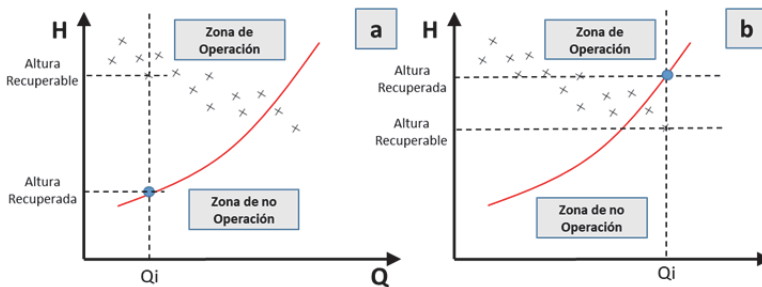


Figura 4. Esquemas de operación. (a) Garantía de presión de servicio. (b) No garantía de suministro

Los condicionantes anteriormente expuestos causan que la complejidad en el diseño, selección y estimación de energía recuperable crezca y sea necesario desarrollar metodologías de optimización que maximicen la energía recuperable teniendo en cuen-

ta la viabilidad económica del proyecto considerando la selección, número de equipos y/o localización de los grupos dentro de la red. Esta optimización es abordada en el siguiente capítulo, no obstante, antes de llevarla a cabo es necesario tener claro qué esquemas de asociación pueden llevarse a cabo y qué tipos de regulación.

No obstante, independientemente del tipo de asociación, regulación u operación, la premisa máxima de los sistemas de recuperación es que deben garantizar la presión de suministro y, por tanto, la regulación y asociación debe velar por estos intereses. La Figura 4 muestra un ejemplo de garantía de suministro (Figura 4a, la altura recuperable es mayor que la recuperada) y otro de no garantía de suministro (Figura 4b la altura recuperable es menor que la recuperada) para un caudal determinado (Q_i).

La obligación del gestor será abordar el diseño de los sistemas de recuperación para que, en todo momento, los grupos de generación se encuentren dentro de la zona de operación, garantizando la presión de servicio en los nudos de consumo. Para ello, la asociación de *PAT* y la regulación con control de velocidad o válvula deberán ser las soluciones adoptadas. Para comenzar con el análisis de estos aspectos de regulación, a continuación, se describe la diferencia en la asociación en serie y en paralelo.

2.1. *PAT* en serie

La instalación de máquinas en serie implica que, los diferentes grupos de máquinas o sistemas de recuperación están instalados de tal forma, que la recuperación de altura de los grupos aguas arriba influye en la posible altura recuperada por los grupos aguas abajo. Esto se debe al estar instalados uno detrás de otro. En la Figura 5, se esquematizan las diferentes alturas recuperables para dos sistemas de recuperación instalados en serie.

Tal y como se observa en la figura anterior, la instalación de sistemas de recuperación en serie afectará a los pares de puntos de caudal y altura recuperable para las líneas y/o nudos de consumo aguas abajo de cualquier sistema de recuperación, afectando posteriormente a la selección de la máquina o máquinas reales a instalar. Por tanto, este hecho es crucial a la hora de considerar la posible selección de las máquinas, tal y como muestra la Figura 6.

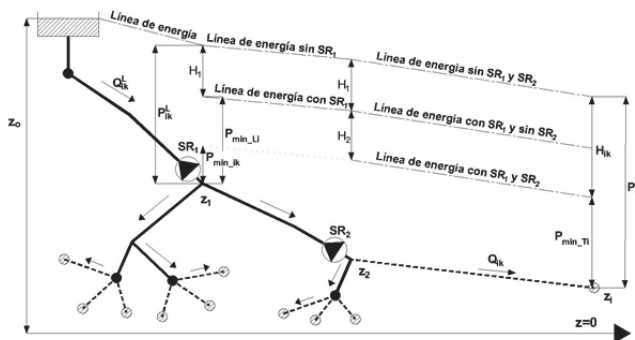


Figura 5. Esquema de alturas recuperables para dos sistemas de recuperación instalados en serie. Adaptado de Pérez-Sánchez *et al.*, (2016)

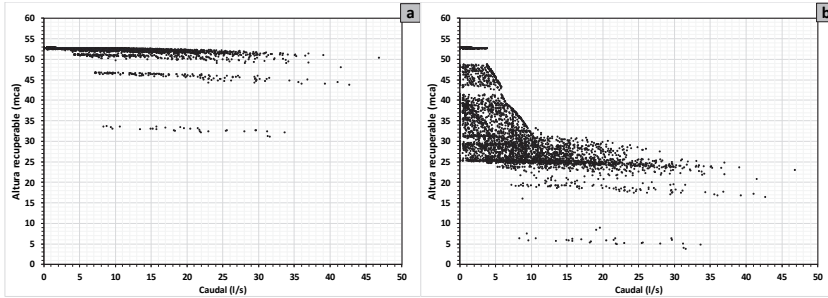


Figura 6. Variabilidad de la zona de operación cuando no existen grupos en serie (a) y existiendo grupos en serie (b)

La Figura 6a muestra la zona de operación (altura recuperable vs caudal) de una línea perteneciente a una red de distribución ramificada. La Figura 6b muestra la zona de operación cuando aguas arriba de esa línea se ha instalado otro sistema de recuperación. Estas Figuras (6a y 6b) muestran la variabilidad en la zona de operación, y por tanto en la selección de máquinas, que existe cuando se instalan grupos de máquinas en serie.

2.2. PAT en paralelo

La disposición de máquinas en paralelo permite aumentar los rangos de caudales turbinados, manteniendo la altura recuperable. Por tanto, incrementa la energía recuperable sin necesidad de incrementar la altura, manteniéndose dentro de la zona de operación (Figura 4a). No obstante, la disposición de máquinas en paralelo implica dificultades en la regulación. Estas particularidades deben tenerse en cuenta en el funcionamiento de los sistemas. En la Figura 7 se muestra un esquema para la instalación de tres máquinas en paralelo.

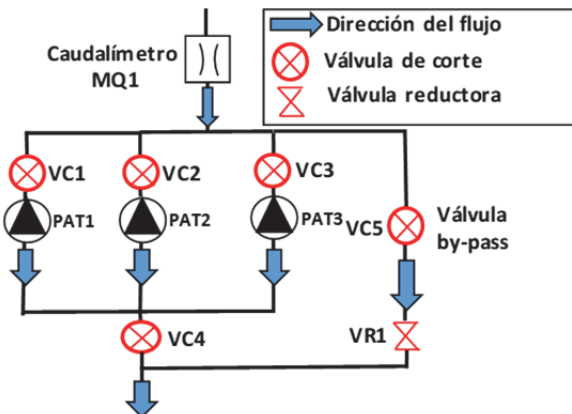


Figura 7. Esquema propuesto de instalación de 3 máquinas en paralelo Adaptado de Pérez-Sánchez *et al.*, (2018b).

Esta disposición incluye, un caudalímetro para la medición del caudal instantáneo en el instante k (MQ1); válvulas de control instaladas aguas arriba de las máquinas (VC1, VC2 y VC3); una válvula de control adicional para permitir el *bypass* de agua en situaciones de no turbinado y/o mantenimiento de las máquinas (VC4); válvula de control para los caudales que deben ser derivados y no turbinados (VC5) y válvula reductora de presión (VR1) para reducir la misma altura de turbinado a los caudales que son derivados (y no turbinados) cuando existe recuperación de energía. Para este esquema, el funcionamiento para un caudal instantáneo en el instante k sería el establecido en la Tabla 1

Tabla 1. Descripción del funcionamiento de un sistema de recuperación de 3 máquinas

Valor de caudal instantáneo Q_i	Descripción del funcionamiento	Posición de las válvulas de control	Nº de máquinas funcionando
$Q_i < Q_{min}$	Todo el caudal es derivado aguas abajo a consumo y/o a otro sistema de recuperación	<ul style="list-style-type: none"> • VC1, VC2, VC3 y VC4 cerradas • VC5 abierta • VR1 no es necesario que actúe. 	0
$Q_{min} \leq Q_i < 2 \cdot Q_{min}$	Todo el caudal instantáneo es turbinado mediante la PAT1.	<ul style="list-style-type: none"> • VC1 y VC4 abiertas • VC2, VC3 y VC5 cerrada • VR1 cerrada 	1
$2 \cdot Q_{min} \leq Q_i < Q_{max}$	El caudal puede ser turbinado por una o por dos máquinas	<ul style="list-style-type: none"> • VC1 y VC4 abiertas • VC2 abierta o cerrada • VC3 y VC5 cerrada • VR1 cerrada 	1 o 2
$Q_{max} \leq Q_i < 3 \cdot Q_{min}$	El caudal puede ser turbinado por una o por dos máquinas. Si se turбина con una máquina parte de este caudal debe ser derivado al <i>bypass</i>	<ul style="list-style-type: none"> • VC1 y VC4 abiertas • VC2 abierta o cerrada • VC3 cerrada • VC5 y VR1 abiertas o cerradas 	1 o 2
$3 \cdot Q_{min} \leq Q_i < 2 \cdot Q_{max}$	El caudal puede ser turbinado por una o por dos o por tres máquinas. Si se turбина con una máquina parte de este caudal debe ser derivado al <i>bypass</i> .	<ul style="list-style-type: none"> • VC1 y VC4 abiertas • VC2 abierta o cerrada • VC3 abierta o cerrada • VC5 y VR1 abiertas o cerradas 	1 o 2 o 3
$2 \cdot Q_{max} \leq Q_i < 3 \cdot Q_{max}$	El caudal puede ser turbinado por una o por dos o por tres máquinas. Si se turбина con una o dos máquinas parte de este caudal debe ser derivado al <i>bypass</i> .	<ul style="list-style-type: none"> • VC1 y VC4 abiertas • VC2 abierta o cerrada • VC3 abierta o cerrada • VC5 y VR1 abiertas o cerradas 	1 o 2 o 3
$3 \cdot Q_{max} \leq Q_i$ $Q_i \leq Q_{max_en_linea}$	El caudal puede ser turbinado por una o por dos o por tres máquinas. Para cualquier caso parte de este caudal debe ser derivado al <i>bypass</i>	<ul style="list-style-type: none"> • VC1 y VC4 abiertas • VC2 abierta o cerrada • VC3 abierta o cerrada • VC5 abiertas. • VR1 actuando. 	1 o 2 o 3

Este esquema de funcionamiento es similar para cualquier número de máquinas instalado.

2.2.1 Determinación del coeficiente de caudal (K_v)

En cualquier caso, es necesaria la instalación de un *bypass*, donde los caudales no turbinados sean regulados mediante una válvula reductora de presión, que iguale mediante pérdida de carga la altura recuperada en el resto de la instalación. El funcionamiento de la válvula reductora de presión vendrá determinado por el valor de K_v , que podrá ser calculado según:

$$K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot \rho \cdot g}{\Delta p}} \quad \text{Ecuación 1}$$

donde: K_v es el coeficiente de caudal de la válvula en $\frac{m^3/h}{Pa^{0.5}}$; Q es el caudal circulante por la válvula en m^3/h ; ρ densidad del agua (1000 kg/m^3); g es la aceleración de la gravedad (9.81 m/s^2); Δp es la pérdida de carga, igual a la altura recuperada por el grupo de PAT en Pa.

2.2.2 Consignas de operación

El funcionamiento de sistemas de recuperación basado en máquinas en paralelo requiere de una serie de consignas de operación, programadas en el sistema y que deben establecer su funcionamiento en función de la máquina seleccionada, del número de máquinas instaladas y del caudal instantáneo en línea. Estas consignas son:

- *Caudal mínimo (Q_{min})*. Este parámetro vendrá determinado por la máquina seleccionada.
- *Caudal máximo (Q_{max})*. Este parámetro dependerá de altura mínima disponible recuperable (H_{Tmin}), así como de la curva de operación elegida. Este parámetro varía en función de la curva $Q-H$ establecida, provocando que los rangos de caudales para la puesta en marcha y parada de nuevas máquinas sean diferentes según la curva de operación establecida. La altura mínima disponible recuperable (H_{Tmin}) se podrá obtener mediante el análisis hidráulico y energético realizado, o podrá ser establecida por el usuario, siempre y cuando el valor propuesto sea igual o menor al real existente.
- *Curva de operación*. Se deben establecer las ecuaciones polinómicas de regresión $Q-H$ y $Q-\eta$, para la determinación en cualquier instante de la potencia generada. A este parámetro se le denomina “Estrategias de Alturas”, y define para la máquina seleccionada, el cálculo de la altura recuperada y la eficiencia en función del caudal instantáneo turbinado por la máquina, mediante las ecuaciones de regresión establecidas para estas curvas.
- *Criterio de puesta en marcha o parada de máquinas*. En cualquier instante, el sistema debe decidir cómo distribuye los caudales de la línea entre las máquinas existentes y el *bypass*. Esta distribución se puede realizar según diferentes criterios tales como: maximizar el volumen turbinado, maximizar la energía recuperada, disminuir el número de máquinas en funcionamiento y el tiempo de turbinado. A este parámetro se le denomina “Estrategias de Caudales”, y establece en el sistema las normas para la puesta en marcha o parada de las máquinas instaladas.

3. Tipos de regulación en PAT

En cualquier caso, se instalen las máquinas en serie o en paralelo, serán pocas las ocasiones que para el caudal circulante la máquina absorba la totalidad de la energía sobrante. En algunos casos, sobre todo cuando los caudales son variables, se deben plantear alternativas para que el sistema funcione de forma correcta, garantizando el objetivo prioritario “*garantizar la presión y caudal en los puntos de consumo*”. Se distinguen los siguientes tipos de regulación que en algunos casos han sido descritos por diferentes autores (Carravetta *et al.*, 2012; Carravetta *et al.*, 2013; Ferracota *et al.*, 2014):

- **Regulación Hidráulica (RH)**; en este caso la máquina hidráulica opera a su velocidad de giro nominal ($\alpha = 1$; entendiéndose como α la relación de velocidades entre la velocidad de giro en el instante 1 (n_1) y la velocidad de giro nominal de la máquina (n_0)). En este caso, si el punto donde se localiza la máquina tiene mayor altura recuperable (H_{Ti}) que la recuperada por la máquina (H_{Ri}) (Figura 8a), el exceso de energía debe ser disipado por una válvula reguladora instalada en serie siempre y cuando, no existan más máquinas instaladas aguas abajo. A la inversa, si la descarga (Q_d) es mayor, una válvula que se encuentra en la derivación para reducir la descarga que circula en la PAT desde Q_d hasta Q_t . La válvula de derivación evita que la PAT produzca una reducción de altura mayor que la deseada (Figura 5.b).

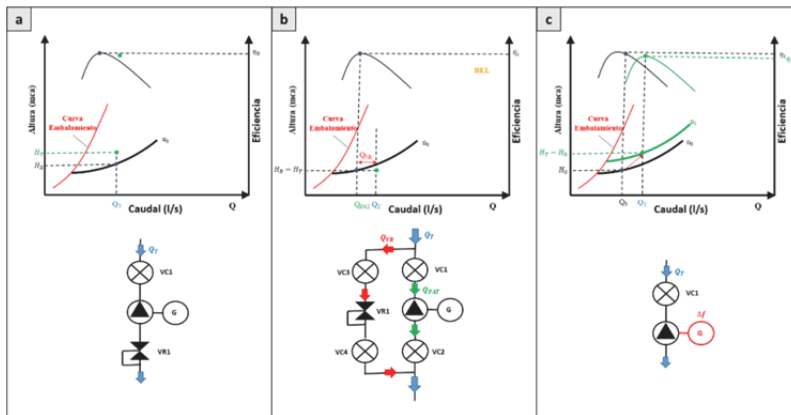


Figura 8. Tipos de regulación. (a) RH con válvula reductora en serie; (b) RH con válvula reductora en paralelo; (c) RE mediante variación de velocidad

- **Regulación Eléctrica (RE)**; en este caso, la máquina hidráulica opera a velocidad variable ($\alpha \neq 1$) (Figura 8c). La variación de velocidad permite la variación de la curva motriz de la máquina y, por tanto, la adaptación de los caudales y alturas disponibles. No obstante, como se describe en los próximos apartados, esta regulación puede ser de diferentes formas, llevando a cabo distintas estrategias de ope-

ración. El estudio de la modificación de las curvas $Q - H$ y $Q - \eta$ cuando se modifica la velocidad de giro, es abordado en la sección 4 del presente capítulo.

- Regulación Hidráulica-Eléctrica; este caso es el más común y el que permite una maximización de la recuperación de energía en el sistema. En este caso, la regulación incluye válvulas reductoras instaladas en serie o en paralelo dependiendo del sistema planteado (Figura 7) así como la regulación eléctrica (uso del variador de frecuencia) sobre el generador que permite la variación de la velocidad de giro y, por tanto, la modificación de la curva motriz.

4. Modificación de las curvas motrices de las PAT para llevar a cabo la regulación eléctrica e hidroeléctrica

En el capítulo “Ecuaciones fundamentales para ...”, se abordó el estudio de la curva motriz de las PAT a partir de las ecuaciones fundamentales y sus parámetros adimensionales. Las curvas caudal-altura ($Q - H$) y caudal-eficiencia ($Q - \eta$), de una máquina girando a su velocidad nominal, viene definida por las siguientes ecuaciones:

$$H = A + BQ + CQ^2 \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\eta = EQ + FQ^2 \quad \text{Ecuación 3}$$

donde: H es la altura recuperada por la máquina en mca a su velocidad de giro nominal (n_0); Q es el caudal circulante en m^3/s por la PAT; η es la eficiencia de la máquina para un caudal dado; A, B, C, E y F son los coeficientes adimensionales que definen la curva motriz y de eficiencia. No obstante, la curva de eficiencia puede ajustarse a polinomios de mayor grado o completos para determinados rangos de caudales, obteniendo mejores ajustes de regresión. Estas ecuaciones son del tipo:

$$\eta = D + EQ + FQ^2 \quad \text{Ecuación 4}$$

4.1 Curvas resultantes de la asociación de PAT

En la sección 2.1 y 2.2, se describieron los tipos de asociaciones en serie y paralelo respectivamente. En esta sección se van a presentar las ecuaciones generales que se obtienen cuando se produce dicha asociación.

En cuanto a la asociación en serie, el caudal circulante es el mismo, por lo tanto, la altura recuperada será la suma de las alturas recuperadas. En este caso, si se dispone de dos PAT con curvas diferentes:

$$H_{PAT1} = A_{PAT1} + B_{PAT1}Q + C_{PAT1}Q^2 \quad \text{Ecuación 5}$$

$$H_{PAT2} = A_{PAT2} + B_{PAT2}Q + C_{PAT2}Q^2 \quad \text{Ecuación 6}$$

La curva de la asociación vendrá definida por:

$$H_{PAT_{serie}} = (A_{PAT1} + A_{PAT2}) + (B_{PAT1} + B_{PAT2})Q + (C_{PAT1} + C_{PAT2})Q^2 \quad \text{Ecuación 7}$$

En caso de que la asociación, esté definida por x máquinas iguales:

$$H_{PAT_{serie}} = x(A + BQ + CQ^2) \quad \text{Ecuación 8}$$

En cuanto a los rendimientos, si son máquinas diferentes, cada máquina tendrá una eficiencia diferente con el caudal circulante total que pase por cada máquina. Si las máquinas son iguales, la eficiencia será la misma para todas ellas.

$$\eta_{PATi} = E_{PATi}Q + F_{PATi}Q^2 \quad \text{Ecuación 9}$$

Si la instalación de las máquinas es en paralelo, al igual que en la asociación en serie, puede darse el caso que las bombas puedan ser iguales o diferentes. En este caso, lo recomendable es utilizar máquinas idénticas que giren a la misma velocidad (bien sea la nominal o diferente mediante el uso de variadores de frecuencia (conexión a red) o en función de la resistencia y condensadores (cuando los sistemas están desconectados de la red). En este caso, la ecuación que define la asociación de x máquinas iguales es:

$$H_{PAT_{paralelo}} = A + \frac{B}{x}Q + \frac{C}{x^2}Q^2 \quad \text{Ecuación 10}$$

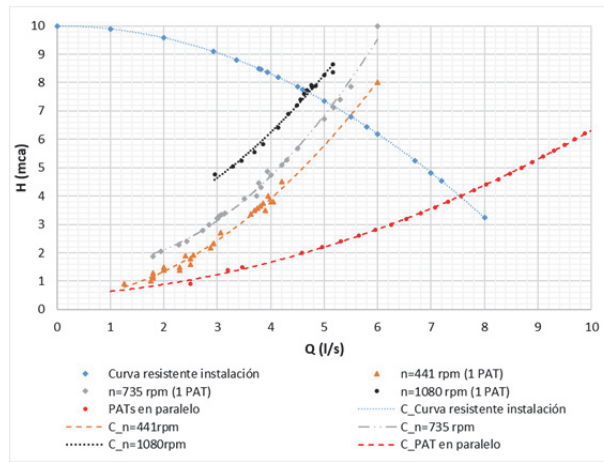


Figura9. Ejemplo de asociación de máquinas en paralelo y velocidad variable.
Adaptado de Simao *et al.*, (2019)

En el caso de operar en paralelo, la altura recuperada será la misma en cada máquina y el caudal total se dividirá proporcionalmente al número de PAT. En este caso, el rendimiento de cada una de las máquinas, vendrá definido por la expresión:

$$\eta_{PATi} = \frac{E_{PATi}}{x}Q + \frac{F_{PATi}}{x^2}Q^2 \quad \text{Ecuación 11}$$

Un primer estudio analítico, numérico y experimental para el análisis de máquinas en paralelo, fue desarrollado por Simao *et al.*, (2019), mostrado en la Figura 9

4.2 Variación de la curva motriz. Leyes de semejanza

El estudio del comportamiento de las máquinas hidráulicas puede llevarse a cabo cuando existen las condiciones de semejanza (*i.e.*, geométrica, cinética y dinámica) (Mataix, 2009). Estas condiciones dan lugar a las denominadas leyes de semejanza, que tienen en cuenta tanto las variaciones geométricas de la máquina como cambios en la veloci-

dad de rotación de la misma. Esto implicará la modificación de los triángulos de velocidades. Estas ecuaciones permiten determinar el comportamiento de una máquina siempre y cuando se cumplan las tres condiciones, se dice que se opera bajo condiciones de semejanza absoluta. Debido a que la semejanza dinámica es muy difícil de llevar a cabo, generalmente se trabaja bajo condiciones de semejanza restringida. Este hecho, causa que la aplicación de las leyes de semejanza sea reducida en cuanto al rango de caudales, generalmente entorno al +/-20% del punto de máxima eficiencia (Simpson y Marchi, 2013). Las leyes de semejanza clásicas vienen definidas por:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^3 \frac{n_1}{n_0} \quad \text{Ecuación 12}$$

$$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \quad \text{Ecuación 13}$$

$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2 \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3 \quad \text{Ecuación 14}$$

donde: Q_1 es el caudal en las nuevas condiciones de rotación en m^3/s ; Q_0 es el caudal para la velocidad de giro nominal en m^3/s ; D_1 es el diámetro del rodete en las nuevas condiciones en m; D_0 es el diámetro del rodete en las condiciones originales en m; P_1 es la potencia en el eje en las nuevas condiciones de rotación en kW; P_0 es la potencia en el eje para la velocidad de giro nominal en kW; n_1 es la velocidad de giro en la nueva situación en rpm.

Por tanto, considerando que la geometría de la máquina se mantiene constante y que se actúa en la variación de la velocidad, las ecuaciones quedan definidas por las ecuaciones:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0} = \alpha \quad \text{Ecuación 15}$$

$$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \alpha^2 \quad \text{Ecuación 16}$$

Definidas las leyes de semejanza para cambio de velocidad de rotación, las curvas (altura y eficiencia en función del caudal) quedan según las siguientes ecuaciones:

$$H_1 = A Q_1^2 + \alpha B Q_1 + \alpha^2 C Q^2 \quad \text{Ecuación 17}$$

$$\eta_1 = \frac{E}{\alpha^2} Q_1^2 + \frac{F}{\alpha} Q_1 + D \quad \text{Ecuación 18}$$

4.3 Aproximación a las curvas reales mediante modificación de las leyes de semejanza clásicas

Pérez-Sánchez (2017) estableció los errores que se producían al aplicar las leyes de semejanza clásicas en la predicción de la altura y eficiencia. Los errores absolutos pueden alcanzar valores mayores a 0.1, tal y como se puede observar para el caso de estudio presentado por Pérez-Sánchez *et al.*, (2018a) (Figura 10)

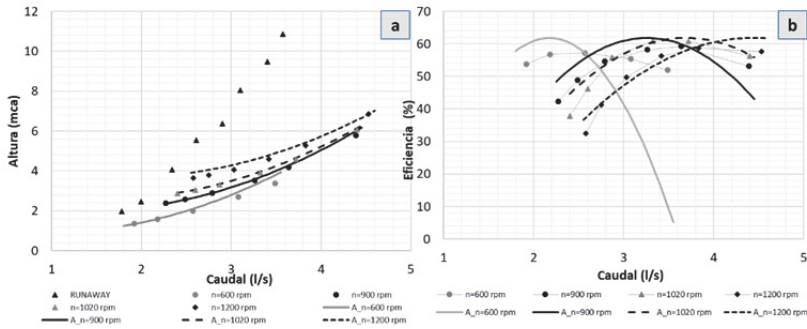


Figura 10. Ejemplo de números adimensionales q (a), h (b), p (c) y e (d) para una máquina con n_s igual a 51 rpm (m, kW). Adaptado de Pérez-Sánchez *et al.*, (2018a)

De este modo, Pérez-Sánchez (2017), en base a los estudios iniciales de Carravetta *et al.*, (2014a), (2014b); Fecarotta *et al.* (2016) se estableció la propuesta de modificación de las leyes de semejanza (Pérez-Sánchez *et al.*, 2018a). Esta modificación se basa en la aplicación de los coeficientes de velocidad, altura, caudal y potencia referidos al punto de máxima eficiencia (*BEP*). Estos números fueron definidos en el capítulo “Ecuaciones fundamentales para ...”, los cuales dependen de una función polinómica en función de la relación de velocidades ($\alpha = n_1/n_0$)

$$q = \frac{Q_1}{Q_0} = f_1(\alpha) \tag{Ecuación 19}$$

$$h = \frac{H_1}{H_0} = f_2(\alpha) \tag{Ecuación 20}$$

$$p = \frac{P_1}{P_0} = f_3(\alpha) \tag{Ecuación 21}$$

Las funciones $f_1(\alpha)$, $f_2(\alpha)$ y $f_3(\alpha)$ son funciones polinómicas del tipo:

$$f_i(\alpha) = F_{a_i}\alpha^2 + F_{b_i}\alpha + F_{c_i} \tag{Ecuación 22}$$

dónde: $F_{a_i}, F_{b_i}, F_{c_i}$ son coeficientes adimensionales que dependen del número específico de la máquina.

La definición de q , h y p permiten determinar las nuevas curvas de las máquinas cuando operan a velocidad variable. Así mismo, conocer estos tres coeficientes permite determinar el coeficiente de eficiencia (e).

$$e = \frac{\eta}{\eta_B} = \frac{bn}{qh} = \tan\varphi \frac{WT}{WH} \tag{Ecuación 23}$$

La Figura 11 muestra un ejemplo de dichas curvas para una máquina radial con un n_s igual a 51 rpm (m, kW), ensayada por Pérez-Sánchez *et al.*, (2018a).

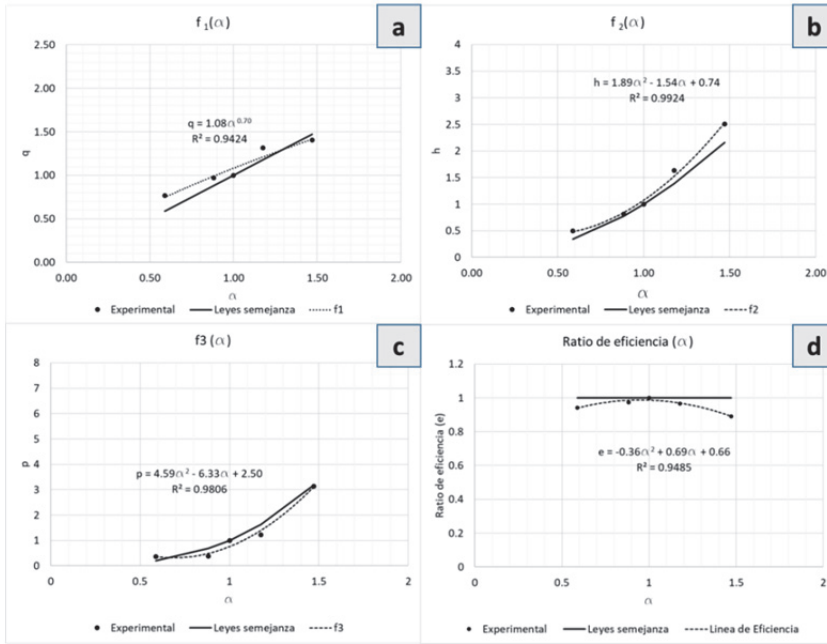


Figura 11. Ejemplo de números adimensionales q (a), h (b), p (c) y e (d) para una máquina con n_{st} igual a 51 rpm (m, kW). Adaptado de Pérez-Sánchez *et al.*, (2018a)

La utilización de la modificación de las leyes de semejanza, permite reducir los errores en la predicción de las curvas motrices y de la eficiencia. En el caso de estudio de Pérez-Sánchez *et al.*, (2018a), la reducción del error fue de 0.1 a 0.02, pudiéndose definir a partir estos coeficientes la línea de máxima altura (*BEH* por su acrónimo en inglés *Best Efficiency Head*) y línea de máxima eficiencia (*BEL* por su acrónimo en inglés *Best Efficiency Line*) (Figura 12a). Tanto la *BEL* como *BEH* permiten determinar la velocidad óptima para obtener la mayor altura o mayor eficiencia para un caudal dado circulante. Este hecho, tiene importancia a la hora de determinar la energía recuperada y, por lo tanto, definirán diferentes estrategias de operación. Además, también se puede definir la curva de máxima potencia (*BPC*, por su acrónimo en inglés *Best Power Curve*). Tanto la *BEL* como la *BPC*, serán abordadas con mayor detalle en la siguiente sección. La Figura 12b muestra un ejemplo de *BEH* y *BEL* para una máquina radial ($n_{st}=51$ rpm (m, kW)).

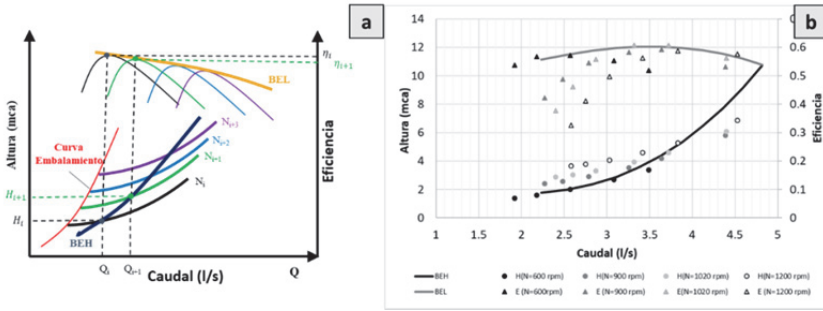


Figura 12. (a) Concepto de *BEL* y *BEH*. (b) Ejemplo de *BEL* y *BEH* para una máquina con n_{st} igual a 51 rpm (m, kW). Adaptado de Pérez-Sánchez *et al.*, (2018a)

5. Regulación sobre línea de máxima eficiencia y máxima potencia

Una vez se conocen los tipos de regulación y la forma de abordarlos, la presente sección tiene por objetivo describir el proceso de regular un grupo de recuperación energética por completo. La Figura 13 muestra de forma esquemática las curvas y zona de operación para una turbina genérica.

La zona de operación vendrá limitada inferiormente por la curva de mínima velocidad de rotación de la máquina (α_{min}) y superiormente por la curva de máxima velocidad (α_{max}). Los caudales mínimos de operación para cada velocidad de rotación, vendrán limitados por la curva de embalamiento (*RC* por su acrónimo en inglés *Runaway Curve*) de la máquina. Los caudales máximos para cada velocidad de rotación limitarán lateralmente a la zona de operación. Esta zona de operación quedará limitada en el rango de caudales por Q_{min} y Q_{max} .

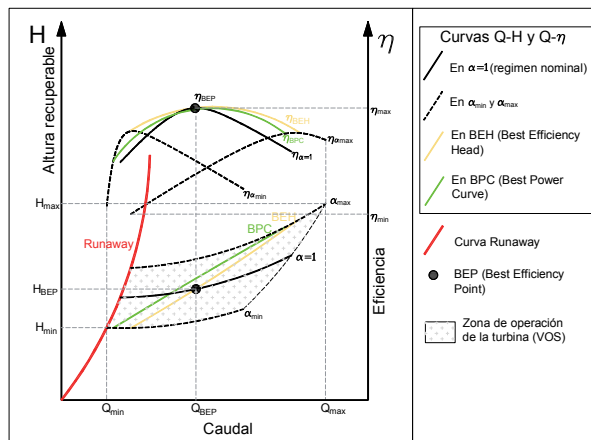


Figura 13. Esquema curvas y zona de operación para una turbina genérica

Dentro de esta zona de operación se pueden definir diferentes curvas de operación ajustadas de manera general a un polinomio de cuarto grado, según:

$$H = H_2 \cdot Q^2 + H_1 \cdot Q + H_0 \quad \text{Ecuación 24}$$

$$\eta = E_4 \cdot Q^4 + E_3 \cdot Q^3 + E_2 \cdot Q^2 + E_1 \cdot Q + E_0 \quad \text{Ecuación 25}$$

donde: $H_2, H_1, H_0, E_4, E_3, E_2, E_1$ y E_0 son coeficientes de regresión que caracterizan las curvas de operación de altura y eficiencia para $\alpha=I, \alpha_{min}, \alpha_{max}, BPC$ y BEH , dentro de la zona de operación de la máquina. En la mayoría de las ocasiones, el uso de polinomios de segundo grado proporciona altos coeficientes de correlación. La zona de operación puede definirse con las ecuaciones de afinidad modificadas presentadas anteriormente.

La casuística de funcionamiento para caudales y alturas variables es muy elevada. La Figura 14 describe dos posibles situaciones de funcionamiento representativas de máquinas frente a situaciones de caudales y alturas variables.

En la Figura 14a (Situación I), en la zona I ($Q_i < Q_{min}$) no existe recuperación, ya que los caudales son inferiores a Q_{min} , por lo tanto, estos caudales deben ser derivados y no pueden ser turbinados por la máquina. En la zona II ($Q_{min} < Q_i < Q_{max}$), para un caudal Q_i , la altura recuperable disponible es H_{Ti} . Esta altura es siempre mayor que la altura recuperada real (H_{Ri}) para cualquier punto de la zona de operación, por lo tanto, se recupera H_{Ri} , y la diferencia de alturas ($H_{Ti} - H_{Ri}$) podrá ser recuperada en sistemas de recuperación aguas abajo. En la zona III ($Q_i > Q_{max}$), la altura mínima disponible recuperable (H_{Tmin}) es mayor que la altura recuperada real máxima (H_{max}), por lo tanto, si solo se dispone de una máquina, se turbinará un caudal Q_{max} , a una altura H_{max} , derivándose los caudales sobrantes ($Q_i - Q_{max}$) y cediendo a los sistemas de recuperación aguas abajo, una diferencia de altura de $H_{Ti} - H_{max}$, siendo H_{Ti} la altura recuperable disponible para Q_{max} .

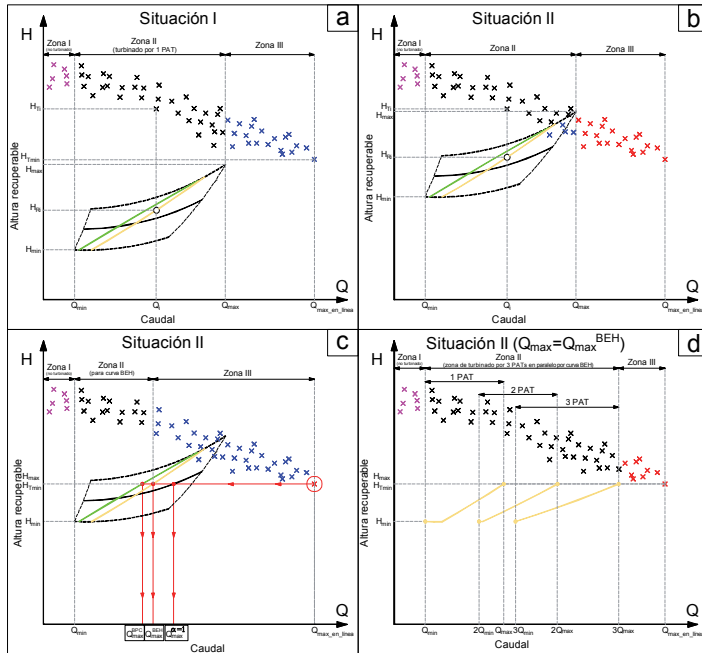


Figura 14. Esquemas de situaciones de funcionamiento para caudales y alturas variables

La Figura 14b muestra los mismos pares de puntos Q - H , y con el objetivo de aumentar la altura recuperable para un mismo caudal Q_i , se instala una máquina diferente a la propuesta en la Figura 14a, con una zona de operación más cercana a la nube de puntos. En la Situación II, sigue apareciendo la Zona I, donde no es posible turbinar. En la Zona II, en la mayoría de los puntos $H_{Ti} > H_{Ri}$ pero aparecen algunos puntos donde $H_{Ti} < H_{Ri}$ o incluso fuera de la zona de operación. Para estos puntos es necesario regular el caudal y disminuirlo hasta hacerlo coincidir con la curva de funcionamiento establecida, siendo por lo tanto los caudales turbinados siempre menores que Q_{max} para estos puntos. Para la Zona III, los caudales a turbinar deben ser regulados y disminuidos a valores inferiores a Q_{max} para poder ser turbinados.

Una posible solución es disminuir el Q_{max} de la máquina, en función de la altura mínima recuperable disponible (H_{Tmin}) a través del control de velocidad. La Figura 13c muestra como a partir de este valor, fijar el caudal máximo es posible para la zona de operación, en función de la curva de funcionamiento de trabajo. Por lo tanto, podrán aparecer diferentes caudales máximos, según en qué curva de funcionamiento se trabaje. Para la Figura 14c, se ha supuesto la curva BEH , por lo tanto, la máquina trabajará en un rango de caudales entre Q_{min} y Q_{max}^{BEH} , disminuyéndose la zona de operación inicial. Todos los puntos de recuperación quedarán por encima de esta zona (igual que la Situación I). Los puntos de la Zona III, podrán ser turbinados mediante la misma máquina o disponer de máquinas en paralelo.

En la Figura 14d se muestra la disposición de 3 máquinas en paralelo, con lo que se consigue aumentar el rango de caudales turbinados. Las zonas de trabajo de cada una de las máquinas quedan solapadas, lo que implica que se debe decidir cuándo se produce la puesta en marcha de cada una de las máquinas. Para la Zona III ($Q_i > 3 \cdot Q_{max}^{BEH}$), el caudal turbinado total podrá ser de $3 \cdot Q_{max}^{BEH}$ (cada máquina turbinará Q_{max}^{BEH}), con una altura de recuperación máxima igual a H_{Tmin} . El caudal restante ($Q_i - 3 \cdot Q_{max}^{BEH}$), deberá derivarse y no será turbinado.

Conclusiones

En este capítulo se han presentado los diferentes escenarios de funcionamiento que pueden darse en un sistema de recuperación, los cuales dependen fundamentalmente, de la variabilidad de los caudales a lo largo del tiempo, y con ello de las condiciones de variación de la altura recuperable, que depende a su vez de la energía en cabecera. A partir de conocer los puntos de operación, se han definido los diferentes tipos de regulación (hidráulica, eléctrica e hidráulica-eléctrica) que pueden desarrollarse. La presentación de los dos últimos tipos de regulación, hace necesario la variabilidad de la velocidad de giro de la máquina y, por tanto, se han abordado las leyes de semejanza, así como la propuesta de funciones que mejoran la predicción analítica de las curvas. Finalmente, una vez presentadas las ecuaciones de semejanza, se ha llevado a cabo la descripción de la regulación sobre las líneas de máxima eficiencia y máxima potencia. Este capítulo junto con el capítulo anterior son cruciales para poder abordar el siguiente capítulo. Este llevará cabo la descripción de la metodología de trabajo para la optimización de sistemas de recuperación, teniendo en cuenta la mejor localización, así como el desarrollo de un caso de estudio.

Localización, selección y funcionamiento de *PAT* en sistemas de distribución a presión

Pérez-Sánchez, M^a, Sánchez-Romero, FJ^b, Ramos, HM^c, .López Jiménez, PA^a

^aDepartamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València.

^bDepartamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria. Universitat Politècnica de València.

^cCERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.

Resumen

La descripción del comportamiento de las bombas funcionando como turbinas cobra sentido pleno cuando las máquinas se instalan en las redes, con objeto de sustituir válvulas o como elementos de control de la presión. Sin embargo, para decidir la ubicación de las mismas su tipología y el número de máquinas, se hace necesaria la ayuda de herramientas de optimización por la complejidad del problema propuesto. El presente capítulo describe una metodología para realizar esta optimización, basada en el procedimiento del “Recocido Simulado” o “*Simulated Annealing*” (proceso en inglés) que se describe en detalle e implementa en una red real, para mostrar la gran capacidad potencial de la herramienta descrita para optimizar el comportamiento energético de las redes.

Palabras clave: Optimización; Simulated Annealing; Energía recuperada; Modos de regulación.

Abstract

The description of the *PAT* behaviour makes full sense when the machines are installed in the networks in the replacement of valves, or as pressure control elements. However, in order to decide their location, type and number of machines, the help of optimization tools is needed, due to the complexity of the proposed problem. This chapter describes a methodology to perform this optimization, using *Simulated Annealing* procedure, which is described in detail and implementation in a real network, to show the great potential capacity of the tool described for energy behaviour of networks.

Keywords: Optimization, Simulated Annealing, Energy recovered, Regulation modes.

1. Introducción

A lo largo del presente libro, se ha hecho énfasis que el consumo de energía en los sistemas de distribución presurizados (*i.e.*, abastecimiento, riego) suponen cerca del 3% (Nogueira y Perrella, 2014), haciéndose imprescindible mejorar la eficiencia final de los sistemas. La necesidad de incrementar esta eficiencia ha provocado que en los últimos años se hayan diseñado y aplicado diferentes estrategias para el aumento de la eficiencia de este tipo de instalaciones. Estas estrategias dependen del tipo de sistema de distribución. En sistemas con bombas en cabecera, los métodos aplicados buscan minimizar la energía inyectada al sistema con diversas técnicas, principalmente mejorando el funcionamiento y rendimiento de los sistemas de impulsión. En otros casos, organizando las zonas de distribución en función de su altura u otras variables (Moreno *et al.*, 2010; Pardo *et al.*, 2013; Jiménez-Bello *et al.*, 2015). En sistemas por gravedad el incremento de la eficiencia se produce mediante la reducción de presión en puntos determinados del sistema, uniformizando las presiones existentes y disipando la energía excedente del sistema, disminuyendo así las fugas y reduciendo la probabilidad de rotura en las conducciones (Carravetta *et al.*, 2012; Carravetta *et al.*, 2013; Cabrera *et al.*, 2014b).

Tal como ha sido descrito, la reducción de presión en los sistemas de distribución se ha realizado tradicionalmente mediante válvulas reductoras de presión (*PRV*), colocadas en puntos estratégicos del sistema. La recuperación de esta energía ha sido estudiada por diferentes autores, proponiendo el reemplazo de las *PRV* por sistemas hidroeléctricos (Carravetta *et al.*, 2013) de diversos tipos (Chen *et al.*, 2013; Malavasi *et al.*, 2014; Corcoran *et al.*, 2015; Malavasi *et al.*, 2018). Dentro de estos estudios destacan el reemplazo de las *PRVs* mediante bombas trabajando como turbinas (*PAT*) (Carravetta *et al.*, 2012; 2013; 2014c).

Estos estudios se han centrado principalmente en sistemas de abastecimiento urbano. En sistemas de distribución para riego, se han realizado también algunos estudios (Estrada, 2014; Butera y Balestra, 2015; Pérez-Sánchez *et al.*, 2016). Estos estudios establecen diferentes escenarios de caudales en las conducciones, y a partir de estos escenarios determinan las presiones, y por lo tanto el análisis energético del sistema. La variabilidad de los caudales en sistemas de abastecimiento ha sido ampliamente estudiada, siendo muy diferente en los sistemas de distribución de agua para riego, ya que estos sistemas presentan una gran variabilidad temporal debido principalmente a que dependen de los parámetros agronómicos, siendo compleja su determinación. Algunos de estos estudios consideran caudales medios (Estrada, 2014) y otros autores los analizan mediante caudales discretos en determinados periodos de consumo (Pérez-Sánchez *et al.*, 2016).

La ubicación de estos sistemas de recuperación dentro de la red de distribución ha sido estudiada por diversos autores, proponiendo diferentes metodologías para su determinación óptima. Estas metodologías se basan generalmente en la maximización de la energía recuperada, en la optimización de variables económicas o en la combinación de diferentes variables de tipo energético y/o económico (Giugni *et al.*,

2014; Samora *et al.*, 2016). La dificultad para encontrar las mejores soluciones es consecuencia de la naturaleza del problema al resolver, ya que aparecen una gran cantidad de soluciones posibles, que dependen de los múltiples escenarios de funcionamiento. Las metodologías que referencia la bibliografía se basan en algoritmos metaheurísticos (Verdagay *et al.*, 2008) como: ‘*Simulated Annealing*’ (Samora *et al.*, 2016), el ‘*tabu search*’ (da Conceição y Ribeiro, 2004) o ‘*particle swarm optimization*’ (Baghaee 2012; 2016; 2017). Similares metodologías han sido utilizadas para la ubicación de *PRVs* (Araujo *et al.*, 2006), dimensionado óptimo de diámetros en las conducciones (Kuo *et al.*, 2003; Reza *et al.*, 2008; Tospornsampan *et al.*, 2007), minimización del exceso de energía aportado en sistemas bombeados (Prats *et al.*, 2011), así como en otro tipo de problemas relacionados con los sistemas de distribución de agua.

Dentro de estas metodologías destaca por su aplicación a este tipo de problemas el algoritmo ‘*Simulated Annealing*’ (Scollen y Hargreaves, 2018). Este método está inspirado en el método de Montecarlo, basándose en la idea original de Metropolis. Este método está recomendado para problemas con una gran cantidad posible de combinaciones. La búsqueda heurística que realiza el algoritmo de las mejores soluciones tiene como analogía al proceso físico de enfriamiento que ocurre en los metales.

Una vez determinada la ubicación o ubicaciones de los sistemas de recuperación, la energía recuperada dependerá de las características de la máquina o máquinas que se instalen. Las curvas de trabajo $Q-H$ y $Q-\eta$ de las máquinas, determinarán finalmente la energía recuperada, así como la potencia a instalar. En este sentido, Carravetta *et al.*, (2013) propuso diferentes estrategias de regulación en función de la variabilidad de los caudales y alturas recuperables (resumidas en el capítulo anterior). Diferentes autores, han simulado la existencia de turbinas en base a curvas adimensionales obtenidas del estudio de varias máquinas (Derakhshan y Nourbakhsh, 2008; Singh y Nestmann, 2010).

El objetivo del presente capítulo es la descripción del proceso de análisis de la ubicación óptima (al menos teórica) de la maquinaria hidráulica a instalar en sistemas de recuperación de energía en redes de distribución de agua, sustituyendo *PRV* por sistemas compuestos por *PAT*, recuperando el exceso de energía, aumentando así la eficiencia de la red.

2. Materiales y Métodos

En el capítulo que nos ocupa, se va a describir con detalle una propuesta para la utilización de una de estas técnicas heurísticas para la búsqueda de la ubicación óptima de los grupos de recuperación. El proceso de análisis para la determinación de dicha ubicación de sistemas de recuperación en sistemas de distribución de agua, se basa en la técnica del *Simulated Annealing (SA)* y queda reflejado en la Figura 1. Este proceso queda dividido en las siguientes fases:

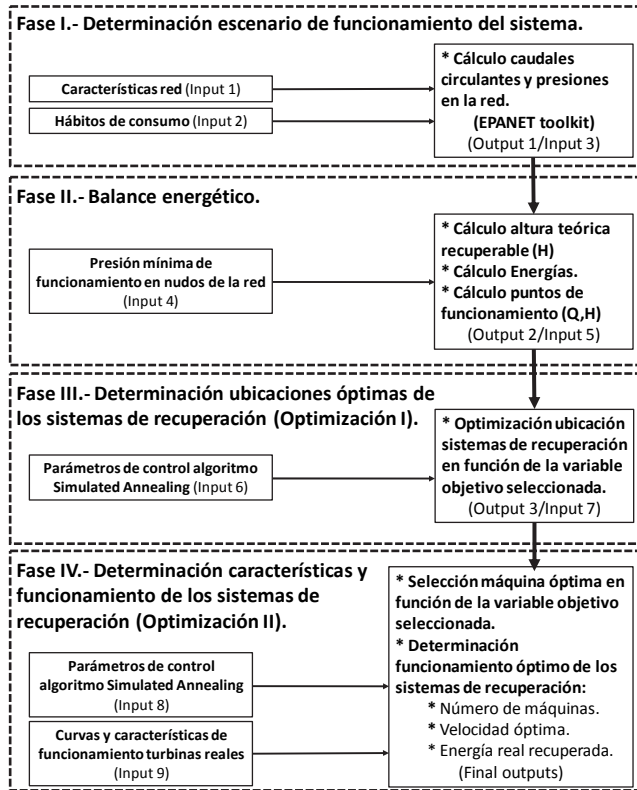


Figura 1. Esquema fases de análisis de sistemas de recuperación de energía en redes de distribución de agua mediante PAT

- Fase I.** En esta primera fase se determinan los caudales circulantes y las presiones existentes para todas las líneas y nudos del sistema en el período de tiempo considerado.
- Fase II.** Se realiza para cada línea y toma de la red de distribución el balance energético determinándose los pares de puntos caudal (Q) y altura recuperable (H). Este cálculo se realiza en función de las presiones mínimas de funcionamiento, y por lo tanto se asegura en todo momento el principal objetivo del sistema, que es la distribución de volúmenes y presiones necesarias para el uso correcto del sistema.
- Fase III.** Una vez determinados para cada instante de tiempo los caudales y alturas recuperables en cualquier punto del sistema, se utiliza el algoritmo heurístico ‘*Simulated Annealing*’, para determinar las mejores ubicaciones de los grupos de turbinas a colocar. Esta fase corresponde a la primera optimización (Optimización I) a realizar, obteniéndose en que líneas y/o tomas se optimizan (maximizan o minimizan) las funciones objetivo consideradas.

Fase IV. Con las ubicaciones óptimas consideradas, se realiza una segunda optimización (Optimización II), también basada en el algoritmo heurístico ‘*Simulated Annealing*’, donde se determinan las máquinas reales a instalar, así como las consignas de funcionamiento necesarias para optimizar las funciones objetivo consideradas

2.1. Fase I. Determinación de caudales circulantes

Las características geométricas y topológicas de la red deben ser definidas, determinándose el caudal demandado en cada nudo de consumo. Esta información vendrá marcada por las características específicas de cada nudo. Por ejemplo, para redes de riego dependerá de la superficie a abastecer, así como de las características del sistema de riego instalado en parcela (*i.e.*, marco de plantación, goteros por árbol) (*Input 1*).

Para el cálculo de los patrones de consumo, diversos autores proponen diferentes metodologías (Davidson y Bouchart, 2006; Ghiassi *et al.*, 2008; Preis *et al.*, 2009; Sanz y Pérez, 2014). Para este caso se ha utilizado la metodología propuesta por Derakhshan y Nourbakhsh (2008). Esta metodología se aplica para un año natural y un intervalo de tiempo prefijado, determinándose en qué intervalos de tiempo están abiertos o cerrados cada uno de los nudos de consumo (*Input 2*). La apertura o cierre de las tomas se establece en función de:

- *Consumos históricos obtenidos a partir de los registros de los contadores individuales para cada punto de consumo.* En caso de que no exista esta información, puede ser obtenida a partir de los consumos teóricos considerados o por ejemplo en riego, a partir de las necesidades teóricas de los cultivos. En cualquier caso, el conjunto de los volúmenes totales de consumo individuales será conforme al volumen total consumido anual para todo el sistema.
- *Curvas de probabilidad de uso para cada una de las tomas de consumo.* Esta información describe los hábitos y costumbres de los usuarios, pudiéndose definir la probabilidad semanal de uso, así como la probabilidad horaria de apertura de la toma e incluso los tiempos y número de aperturas diarias. Esta información es obtenida a partir de entrevistas con los usuarios, o directamente de datos reales recogidos por caudalímetros que se encuentran instalados en las líneas de cabeceras u otras ubicaciones.

La aplicación de esta metodología y el uso *EPANET toolkit* (Sanz y Pérez, 2014) permite conocer para cada intervalo de tiempo considerado los caudales para cualquier línea de la red y presiones de los nudos, lo que permite realizar un balance energético anual del sistema (*Output 1*).

2.2. Fase II. Balance energético

El balance energético permite la discretización de los diferentes términos de energía, obteniendo finalmente la altura recuperable y caudal para cada línea o punto de consumo, en cada instante de tiempo. Conociendo estos pares de datos, es posible el estudio de las ubicaciones y tipo de máquina a instalar, pero siempre asegurando en cualquier nudo del sistema la presión mínima de funcionamiento (*Input 6*), así como el caudal

requerido en los nudos de consumo. Esta condición debe ser siempre considerada ya que la recuperación de energía no es el principal objetivo de los sistemas de distribución de agua (San Bruno *et al.*, 2010). Los términos energéticos para los nudos de consumo (tomadas) quedan reflejados en las siguientes ecuaciones:

$$E_{T_{ik}} = \frac{9.81}{3600} Q_{ik}(z_o - z_i)\Delta t_k \quad \text{Ecuación 1}$$

$$E_{FR_{ik}} = 2.725 \cdot 10^{-3} Q_{ik}(z_o - (z_i + P_{ik}))\Delta t_k \quad \text{Ecuación 2}$$

$$E_{N_{ik}} = 2.725 \cdot 10^{-3} Q_{ik} P_{minTi} \Delta t_k \quad \text{Ecuación 3}$$

$$P_{TR_{ik}} = 2.725 \cdot 10^{-3} Q_{ik} H_{ik} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$E_{TR_{ik}} = 2.725 \cdot 10^{-3} Q_{ik} H_{ik} \Delta t_k = P_{TR_{ik}} \Delta t_k \quad \text{Ecuación 5}$$

donde: $E_{T_{ik}}$ es la energía potencial en el nudo de consumo i cuando la demanda es nula para un instante de tiempo k considerado en kWh; $E_{FR_{ik}}$ es la energía disipada por fricción hasta el nudo de consumo i para un instante de tiempo k en kWh; $E_{N_{ik}}$ es la energía necesaria en el nudo de consumo i para un instante de tiempo k para asegurar el caudal demandado requerido en kWh; $P_{TR_{ik}}$ es la potencia teórica recuperable en el nudo de consumo i para un instante de tiempo k en kW; $E_{TR_{ik}}$ es la máxima energía teórica recuperable en el nudo de consumo i para un instante de tiempo k en kWh; Q_{ik} caudal demandado por el nudo de consumo i para un instante de tiempo k en m^3/s ; z_o es la altura geométrica respecto al plano de referencia del nivel de agua en el punto de suministro (depósito, balsa, embalses) en m; z_i es la altura geométrica respecto al plano de referencia del nudo de consumo en m; Δt_k es el intervalo de tiempo considerado en s; P_{ik} es la presión de servicio en el nudo de consumo i para un instante de tiempo k cuando existe demanda en ese nudo en mca; P_{minTi} es la presión mínima de servicio en el nudo de consumo i para asegurar el caudal demandado en mca; H_{ik} es la altura recuperable en el nudo de consumo i para un instante de tiempo k en mca. Esta altura se obtendrá como:

$$H_{ik} = P_{ik} - P_{minTi} \quad \text{Ecuación 6}$$

Por lo tanto, para los nudos de consumo el balance final quedará como:

$$E_{Ti} = E_{FRi} + E_{Ni} + E_{TRI} \quad \text{Ecuación 7}$$

donde: E_{Ti} es la energía total en el nudo de consumo i en kWh/año, obteniéndose como:

$$E_{Ti} = \sum_{k=1}^{k=p} E_{Tik} \quad \text{Ecuación 8}$$

E_{FRi} es la energía total por fricción disipada hasta el nudo de consumo i en kWh/año, obteniéndose como:

$$E_{FRi} = \sum_{k=1}^{k=p} E_{FRik} \quad \text{Ecuación 9}$$

E_{Ri} es la energía total necesaria en el nudo de consumo i en kWh/año, obteniéndose como:

$$E_{Ni} = \sum_{k=1}^{k=p} E_{Nik} \quad \text{Ecuación 10}$$

E_{TRi} es la energía total teórica recuperable en el nudo de consumo i en kWh/año, obteniéndose como:

$$E_{TRi} = \sum_{k=1}^{k=p} E_{TRik} \quad \text{Ecuación 11}$$

siendo: p es el número total de intervalos de tiempo considerados para discretizar un año.

Para las líneas de distribución, el balance energético es similar, pero se debe considerar el término de energía que no es posible recuperar y que es necesario para mantener la presión mínima en los nudos aguas abajo del sistema. El balance energético para líneas quedará como:

$$E_{Ti}^L = E_{FRi}^L + E_{Ni}^L + E_{TRi}^L + E_{NTRi}^L = E_{FRi}^L + E_{Ni}^L + E_{TAi}^L \quad \text{Ecuación 12}$$

donde: E_{NTRi}^L es la energía total no recuperada en la línea i en kWh/año, obteniéndose como:

$$E_{NTRi}^L = \sum_{k=1}^{k=p} E_{NTRik}^L \quad \text{Ecuación 13}$$

$$E_{NTRik}^L = E_{TAik}^L - E_{TRik}^L \quad \text{Ecuación 14}$$

$$E_{TAik}^L = 2.725 \cdot 10^{-3} Q_{ik}^L (P_{ik}^L - P_{min_Li}) \Delta t_k \quad \text{Ecuación 15}$$

donde: E_{TAik}^L es la energía disponible en la línea i para un instante de tiempo k en kWh; Q_{ik}^L es el caudal circulante por la línea i para un instante de tiempo k , igual a la suma de los nudos de consumo abiertos en el instante k aguas abajo de esa línea en m³/s; P_{min_Li} es la presión mínima de servicio en la línea i para asegurar el caudal demandado aguas abajo en mca; P_{ik}^L es la presión de servicio en la línea i para un instante de tiempo k en mca.

La altura recuperable en la línea i para un instante de tiempo k en mca, se calculará como:

$$H_{ik}^L = P_{ik}^L - \max(P_{min_ik}; P_{min_Li}) \quad \text{Ecuación 16}$$

donde: P_{min_ik} es la presión mínima de servicio en la línea i para un instante de tiempo k para asegurar la presión mínima requerida en el nudo de consumo más desfavorable en mca.

La potencia efectiva instantánea en el eje de la máquina para un instante de tiempo k y energía recuperable en una línea, suponiendo una eficiencia constante de la máquina de η , será igual a:

$$P_{TRik}^L = 2.725 \cdot 10^{-3} \eta Q_{ik}^L H_{ik}^L \quad \text{Ecuación 17}$$

$$E_{TRi}^L = \sum_{k=1}^{k=p} 2.725 \cdot 10^{-3} \eta Q_{ik}^L H_{ik}^L \Delta t_k = \sum_{k=1}^{k=p} P_{TRik}^L \Delta t_k \quad \text{Ecuación 18}$$

Para cada línea o nudo de consumo es posible obtener los pares de puntos caudal-altura recuperable (*Output 2*). Suponiendo una máquina con $\eta = 1$ (teórica), la expresión anterior nos proporcionará el máximo valor de energía teórica a recuperar para

cualquier línea o nudo de consumo del sistema. Para el caso de instalación de máquinas reales, el valor de la eficiencia y el valor de la altura a recuperar vendrán determinados por las curvas $Q-\eta$ y $Q-H$, específicas de la máquina o máquinas a instalar.

En la Figura 2 se esquematizan los términos energéticos considerados.

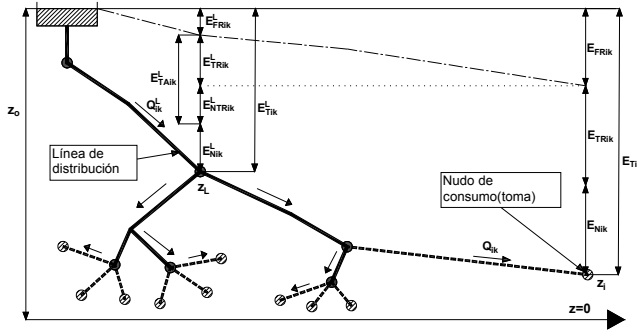


Figura 2. Esquema de energías hidráulicas. Adaptado de (Pérez-Sánchez *et al.*, 2016)

La recuperación en líneas de distribución, permite la instalación de sistemas de recuperación en serie. La energía recuperada por estos sistemas será igual a:

$$E_{TRi}^S = \sum_{k=1}^{k=p} 2.725 \cdot 10^{-3} \eta Q_{ik}^L (H_{ik}^L - \sum_{o=1}^{o=m} H_{ok}^S) \Delta t_k \quad \text{Ecuación 19}$$

donde: m es el número de sistemas de recuperación aguas arriba de la línea i considerada, variando entre 0 y $n - 1$, siendo n el número total de sistemas de recuperación instalados en la red de distribución; E_{TRi}^S es la energía recuperada en la línea i con otros sistemas de recuperación instalados en serie en kWh/año; H_{ok}^S es la altura recuperada en los sistemas en serie que afectan a la línea i en mca.

El total de energía recuperable teórica en una red de distribución con i líneas y/o nudos

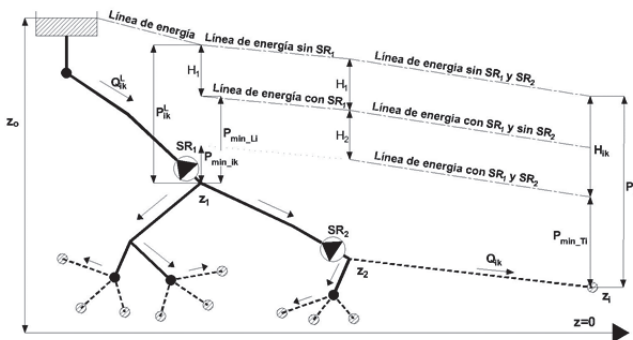


Figura 3. Esquema de alturas recuperables para dos sistemas de recuperación instalados en serie. Adaptado de Pérez-Sánchez *et al.*, (2018d).

La instalación de sistemas de recuperación en serie afectará a los pares de puntos caudal de consumo y n sistemas de recuperación instalados, puede ser calculado según Pérez-Sánchez *et al.*, (2018d):

$$E_{TR} = \sum_{j=1}^n ([A_j][B][C_j]) \quad \text{Ecuación 20}$$

donde:

$[A_j]$ es una matriz ($1 \times i$) siendo sus componentes cero o uno. Esta matriz define en qué línea está ubicado el sistema de recuperación j . Si el valor es 1, para esta línea está instalado el sistema de recuperación j , si el valor es cero no existe ningún sistema de recuperación. En esta matriz solo aparecerá un valor igual a 1, siendo el resto de componentes de la matriz nulos.

$[B]$ es una matriz ($i \times i$). Esta matriz define el valor de la energía recuperada en cada línea y/o nudo de consumo, cuando existe un sistema de recuperación aguas arriba. Esta matriz se calcula mediante la Ecuación 19, aplicándola a todas las posibles combinaciones de dos sistemas de recuperación en serie.

$[C_j]$ es una matriz ($i \times 1$) siendo sus componentes cero o uno. Esta matriz define las líneas donde existe un sistema de recuperación aguas arriba del sistema j . Si el valor es 1, para esa línea existe instalado un sistema de recuperación aguas arriba del sistema j . Si no existe ningún sistema de recuperación aguas arriba, el valor para la posición j es uno.

Estas matrices se generan en relación con la topología de la red de distribución. Mediante la Ecuación 20 es posible calcular la energía teórica recuperable para cualquier configuración de n sistemas de recuperación. En la Figura 3, se esquematizan las diferentes alturas recuperables para 2 sistemas de recuperación instalados en serie.

2.3. Fase III. Determinación ubicaciones óptimas de los sistemas de recuperación (Optimización I)

Esta fase consiste en seleccionar aquellas líneas y/o nudos de consumo del sistema de distribución donde deben ser instalados los sistemas de recuperación energéticos, en función de las diferentes variables objetivo a considerar.

En el caso de los sistemas de distribución de agua, que generalmente están compuestos por un número notable de líneas y nudos de consumo, la instalación de varios sistemas de recuperación, proporciona un número significativo de posibles combinaciones. Como ya se ha descrito, para este tipo de problemas, el método ‘*Simulated Annealing*’ está especialmente indicado, ya que se cumplen los requerimientos básicos para su aplicación (Dougherty y Marryott, 1991): (1) configuración clara de las variables de decisión, (2) definición de las variables objetivo, (3) procedimiento para generar nuevas configuraciones en el sistema, (4) parámetros de control y esquema análogo de enfriamiento y (5) criterio de finalización del algoritmo. Para este problema el algoritmo busca las mejores ubicaciones para los sistemas de recuperación en función de las funciones objetivo definidas, así como del número de sistemas de recuperación establecidos.

Funciones objetivo

Se estudian dos funciones objetivo diferentes para la búsqueda de las configuraciones óptimas. La primera función objetivo es la energía total recuperada en el sistema, y viene definida según:

$$\Psi_1 = E_{TR} \quad \text{Ecuación 21}$$

donde: Ψ_1 es la energía total recuperada en kWh/año, según la Ecuación 20.

La instalación de un mayor número de sistemas de recuperación, implica aumentar la energía recuperada. Por ello, es necesario establecer criterios económicos para poder seleccionar las soluciones más viables. La segunda función objetivo aplica un criterio económico para definir los sistemas de recuperación óptimos (Castro, 2006; Nicotra *et al.*, 2018). Esta segunda función objetivo viene definida según:

$$\Psi_2 = \frac{E_{TR}}{PSR} \quad \text{Ecuación 22}$$

$$PSR = \frac{IC}{I-C} \quad \text{Ecuación 23}$$

$$IC = C_i \cdot P \quad \text{Ecuación 24}$$

$$P = \eta \gamma Q_{ik}^{P_{max}} H_{ik}^{P_{max}} \quad \text{Ecuación 25}$$

$$I = P_E \cdot E_{TR} \quad \text{Ecuación 26}$$

$$C = C_0 \cdot E_{TR} \quad \text{Ecuación 27}$$

$$EI = \frac{IC}{E_{TR}} \quad \text{Ecuación 28}$$

donde: PSR es el período de retorno simple; IC es la inversión en €, considerando la obra civil, las máquinas a instalar y los equipamientos eléctricos y electrónicos; C_i es un coeficiente estimado en este caso con un valor de 545 €/kW (Castro, 2006); P es la potencia del sistema de recuperación instalado. Esta potencia corresponde a la potencia máxima (P_{max}), siendo $Q_{ik}^{P_{max}}$ y $H_{ik}^{P_{max}}$ el caudal y la altura recuperada para la línea i , en el instante k , cuando se obtiene P_{max} ; I son los ingresos obtenidos en €/año; P_E es el precio de venta de la energía obtenida en €/kWh, estimado en un valor medio de 0.0842 €/kWh (Carravetta *et al.*, 2013); C son los costes de operación anuales en €/año; C_0 es el coste de operación medio, estimado en 0.0145 €/kWh. (Carravetta *et al.*, 2014a); EI índice de Energía en €/kWh.

La variable PSR no depende de la eficiencia escogida para la máquina. Las instalaciones serán viables cuando el PSR sea inferior a 6 años y el índice de energía sea menor que 0.6 €/kWh (Castro, 2006).

Aplicación del método ‘Simulated Annealing’

El proceso de optimización debe maximizar las funciones objetivo establecidas. Este proceso se muestra en la Figura 4. En primer lugar, se selecciona la función objetivo a considerar, generándose una lista, en orden descendente, de los elementos que entran en la optimización de acuerdo a los balances energéticos realizados y a la función objetivo elegida. Se definen los parámetros de control del algoritmo (*Input 6*) siendo T_i la

temperatura inicial, T_f la temperatura final, a ratio de enfriamiento y L_0 número de transiciones para cada salto de temperatura. Estos parámetros se pueden fijar mediante un análisis de sensibilidad previo. La temperatura de transición (T_t) es calculada según una relación geométrica de acuerdo con:

$$T_t = a \cdot T_{t-1} \tag{Ecuación 29}$$

donde: T_{t-1} es la temperatura de transición previa.

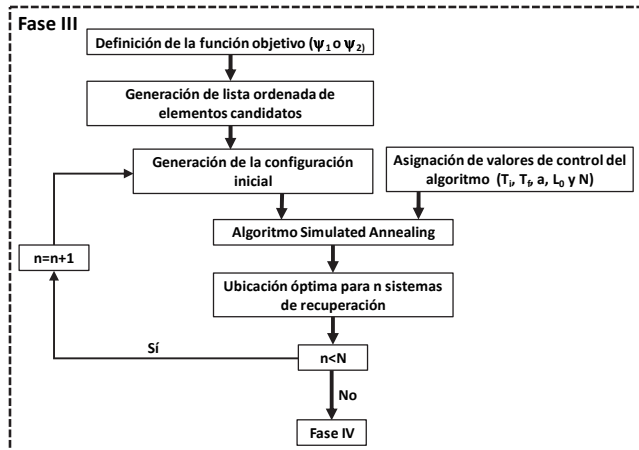


Figura 4. Esquema del proceso de optimización para la fase III

Otro parámetro a definir para el desarrollo del proceso es el número máximo de sistemas de recuperación (N). El rango para este parámetro variará entre 2 y el número máximo de elementos del sistema de distribución. Para el comienzo del proceso es necesario definir la configuración inicial (X), $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, en donde n es el número de sistemas de recuperación a ubicar y x_i es el elemento donde va ubicado cada uno de los sistemas de recuperación. El proceso siempre empieza con un valor para $n = 2$, generando una primera configuración inicial, con los dos primeros elementos de la lista. A continuación, se inicia el proceso de recocido simulado, donde se van generando nuevas combinaciones de acuerdo al esquema general de funcionamiento del algoritmo. Para cada iteración, aleatoriamente uno de los elementos es sacado de la configuración y otro elemento es elegido de manera aleatoria para introducirlo en la nueva configuración. La probabilidad de los elementos a entrar en la nueva configuración es proporcional a su valor de la función objetivo establecida.

Cuando dentro del algoritmo se cumplen las condiciones de salida se obtiene la configuración óptima para n_g sistemas de recuperación. Si n_g es menor que N , el proceso vuelve a comenzar con ' $n + 1$ ' sistemas de recuperación. La configuración inicial para el nuevo proceso se crea añadiendo una nueva línea a la solución optimizada para n sistemas de recuperación. Esta nueva línea se elige en función del valor de la función objetivo.

Como resultado final se obtienen las configuraciones óptimas para los ' N ' sistemas de recuperación (*Output 3*). Estas configuraciones nos indican que líneas y/o nudos de consumo son los mejores candidatos a que se instalen sistemas de recuperación.

2.4. Fase IV. Determinación, características y funcionamiento de los sistemas de recuperación (Optimización II)

La energía final recuperada dependerá fundamentalmente del tipo de máquina instalada, del número de máquinas y de las consignas de funcionamiento establecidas. Los caudales y alturas a recuperar determinarán dentro de las máquinas disponibles, cuáles de ellas se adaptan a las situaciones de recuperación, y finalmente cuáles de ellas maximizan las funciones objetivo establecidas. Para ello, es necesario el conocimiento de las curvas $Q-H$ y $Q-\eta$, así como otros datos relativos al funcionamiento de las máquinas.

Debido a la variabilidad de los caudales para las redes de distribución, y con el objetivo de incrementar el rango de operación del sistema y la garantía de 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.

La instalación de varias máquinas y las distintas posibilidades que ofrecen sus diferentes modos de regulación, obliga al establecimiento de diferentes consignas de funcionamiento. En este sentido, es necesario establecer los caudales mínimos y máximos de funcionamiento para cada una de las máquinas, así como cuál de los modos de regulación posibles es el óptimo para maximizar las funciones objetivo. La condición necesaria de funcionamiento de máquinas en paralelo será que el caudal turbinado y altura recuperada por cada una de las máquinas sea exactamente igual (Pérez-Sánchez *et al.*, 2017a; 2018b).

La disponibilidad de una extensa gama de máquinas, implica que exista un amplio abanico de soluciones, pero dentro de estas soluciones existirá una solución que cumpla con las condiciones impuestas, así como que maximice las funciones objetivo establecidas. Debido a la gran cantidad de combinaciones posibles es necesario emplear un método heurístico de búsqueda, que permita trabajar con cualquier configuración en un sistemas de recuperación (tipo de máquina, número de máquinas y consignas de funcionamiento) y permita analizar cualquier combinación entre sistemas de recuperación. Debido a la naturaleza del problema se ha seleccionado de nuevo el algoritmo '*Simulated Annealing*', que está indicado para este tipo de problemas, siendo tratado con anterioridad. El objetivo, es desarrollar una combinación de grupos de máquinas que maximicen el rendimiento global del sistema de recuperación atendiendo a las funciones objetivo. Este rendimiento busca que ratio energía recuperable vs energía teórica recuperable en la red sea máximo, teniendo en cuenta la eficiencia de las máquinas. A continuación se describen con más detalle algunos aspectos ya comentados.

Caracterización de las máquinas a emplear

Las curvas características de las máquinas ($Q-H$ y $Q-\eta$) para $\alpha=1$, siendo α la relación entre velocidades de rotación, ha sido analizada por diferentes autores (Singh, 2005; Derakhshan y Nourbakhsh, 2008), proponiendo curvas adimensionales para diferentes valores de la velocidad específica como turbina (n_{St}), que relacionan la eficiencia y el número de altura (ψ) con el número de caudal (ϕ). Estos parámetros que fueron definidos en el capítulo “Ecuaciones fundamentales para ...” vienen definidos por las siguientes ecuaciones:

$$n_{St} = n_{BEP} \frac{\sqrt{Q_{BEP}}}{H_{BEP}^{3/4}} \quad \text{Ecuación 30}$$

$$\phi = \frac{Q}{n D^3} \quad \text{Ecuación 31}$$

$$\psi = \frac{gH}{n^2 D^2} \quad \text{Ecuación 32}$$

donde: n es la velocidad de rotación definida en rpm; n_{BEP} es la velocidad de rotación nominal para la cual se obtiene el punto de máxima eficiencia en rpm; Q_{BEP} es el caudal para el punto de máxima eficiencia en m^3/s ; H_{BEP} es la altura para el punto de máxima eficiencia en mca; D es el diámetro del rodete en m.

La Figura 5, también mostrada en el capítulo “Ecuaciones fundamentales para ...” del presente libro, muestra en función del número específico de máquina (n_{St}) los valores para la eficiencia y número de altura en función (ψ) del número de caudal (ϕ). A partir de estas curvas adimensionales y conociendo el diámetro del rodete (D) y la velocidad de rotación de la máquina (n), es posible determinar las curvas $Q-H$ y $Q-\eta$.

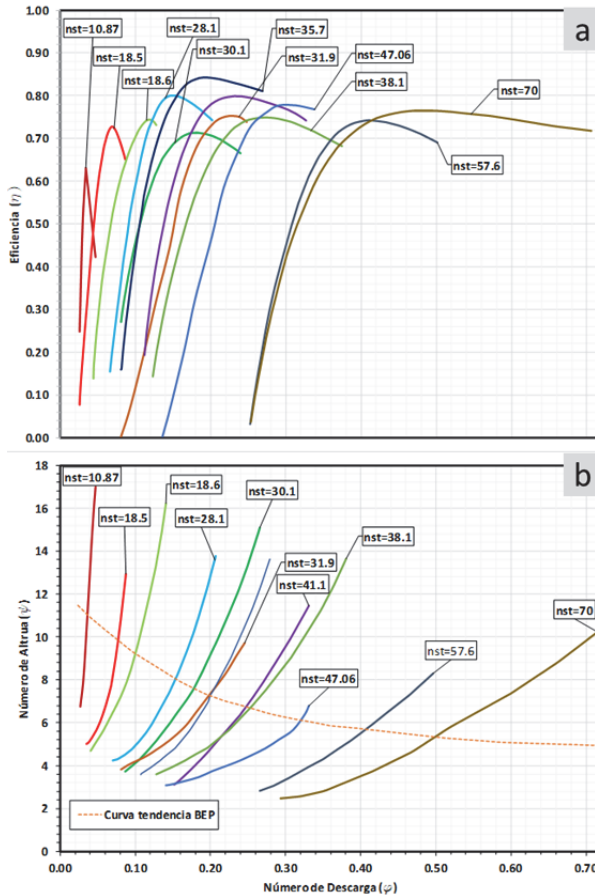


Figura 5. Eficiencia y Coeficiente de altura en función del coeficiente de caudal y n_{st} (Adaptada de Pérez-Sánchez et al., 2017)

Metodología

Para un sistema de recuperación y posibles máquinas a instalar, las diferentes estrategias de alturas y caudales, y el posible número de máquinas, genera un número elevadísimo de combinaciones de cálculo. Además, la posibilidad de existencia en la red de diferentes sistemas de recuperación en serie, aumenta considerablemente el número de combinaciones posibles. Esto obliga a que el proceso de análisis deba realizarse mediante un proceso de optimización de las funciones objetivo definidas, para la determinación de las características de funcionamiento, en los sistemas de recuperación instalados en redes de distribución. Este proceso queda definido en la Figura 6.

En primer lugar, se define el problema, debiendo indicar el número de los sistemas de recuperación (N) y su ubicación a lo largo de la red de distribución. Para cada sistema de recuperación se definen las características de las posibles máquinas a instalar,

el rango permitido para el número de máquinas, las estrategias de alturas a analizar para las máquinas definidas y las estrategias de caudales que definen la puesta en marcha o parada de las máquinas instaladas. En el caso de un sistema de recuperación existente, cada uno de los parámetros anteriores puede ser fijado y mantenerse constante a lo largo de todo el proceso. También es necesario definir la función objetivo a optimizar, para este caso se utilizan las funciones objetivo anteriormente descritas (Ψ_1 y Ψ_2).

En segundo lugar, se define el orden de cálculo de los N sistemas de recuperación, ya que el cálculo se debe realizar desde los sistemas de recuperación de aguas arriba hacia los sistemas de aguas abajo. El orden establecido se mantiene a lo largo de todo el proceso de cálculo. Para generar la configuración inicial, y siguiendo el orden de cálculo establecido, para cada sistema de recuperación, se realiza un listado ordenado para las posibles máquinas candidatas según la función objetivo establecida. Para la elaboración de este listado se fijan las consignas de operación (número de máquinas, estrategia de alturas y caudales) iguales para todas las máquinas candidatas. Para la mejor máquina obtenida se analiza si otras combinaciones de las consignas de operación mejoran a la función objetivo. Para el sistema de recuperación analizado, se establece finalmente el tipo de máquina y las consignas de operación óptimas para optimizar la función objetivo. El proceso de cálculo se repite para cada sistema de recuperación, obteniendo finalmente la configuración inicial de entrada al algoritmo del ‘*Simulated Annealing*’. Esta configuración inicial se ha elaborado siguiendo un orden establecido, por lo que las soluciones de los sistemas de recuperación de aguas abajo están influenciadas por las soluciones establecidas en los sistemas de aguas arriba.

Una vez establecida la configuración inicial, se inicia el proceso del ‘*Simulated Annealing*’, donde se van generando nuevas configuraciones de cálculo. Los valores de control del algoritmo quedan definidos según lo descrito anteriormente. En cada iteración se genera una nueva configuración de acuerdo al esquema general de funcionamiento del algoritmo. Para cada iteración se selecciona aleatoriamente un sistema de recuperación, y sobre este sistema se prueba otra máquina. La probabilidad de entrada de las máquinas candidatas es proporcional al valor de la función objetivo para esa máquina, conservado en el listado ordenado de máquinas candidatas realizado previamente. Para las primeras iteraciones la probabilidad de entrada de los sistemas de recuperación aguas arriba es mayor que para los de aguas abajo, disminuyendo a medida que el proceso de cálculo va avanzando. Cuando se encuentra una máquina que optimiza la función objetivo, se analizan si otras combinaciones de las consignas de operación mejoran la función objetivo.

Finalmente, se obtiene para cada sistema de recuperación, el tipo de máquina a instalar, su número, la estrategia de alturas y de caudales, que optimizan globalmente para la red de distribución la función objetivo elegida.

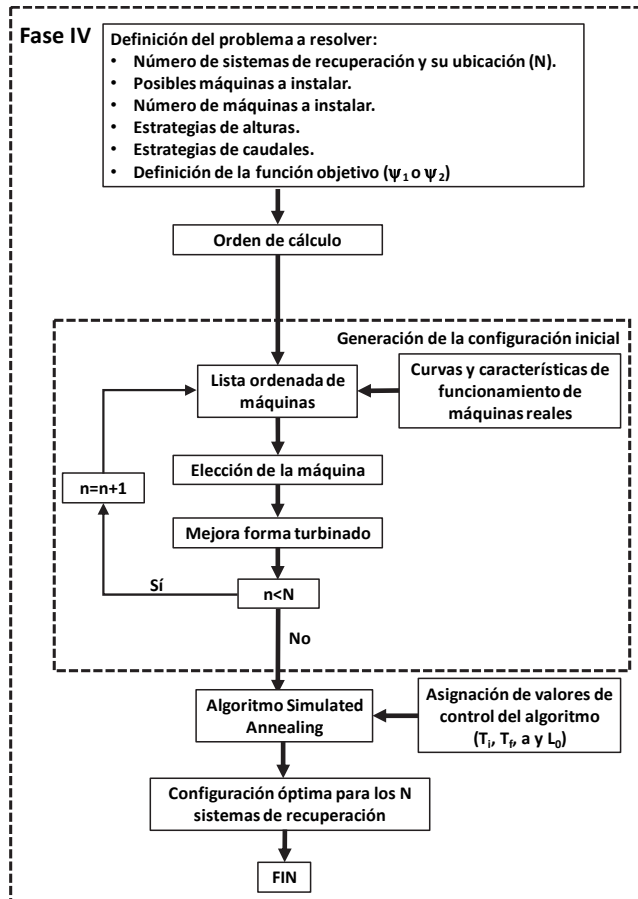


Figura 6. Esquema del proceso de optimización para la fase IV

Simulación mediante software

Todo el proceso anteriormente descrito puede realizarse mediante un software programado para ello. Este software está totalmente operativo y permite el análisis en redes de distribución con cualquier número de sistemas de recuperación, siguiendo las fases descritas anteriormente. Para la determinación de los caudales circulantes y presiones, se ha implementado en la herramienta *Toolkit* de *EPANET*. El modelo permite discretizar un año en intervalos de 1-60 minutos.

Además, en el caso de que el número de configuraciones a analizar sea asumible en términos de cómputo, el modelo es capaz de calcular la totalidad de las combinaciones posibles y obtener los óptimos exactos. Esto permite comprobar los resultados de los métodos heurísticos aplicados.

3. Caso de estudio

3.1. Descripción

A continuación, se aplica la metodología descrita a una red de distribución para riego. La red está ubicada en el término municipal de Vallada (Valencia, España). Este sistema abastece 137 hectáreas, principalmente cítricos, árboles frutales y una pequeña parte de olivar (Figura 7). La red es abastecida mediante un depósito de hormigón prefabricado de 4000 m³ de capacidad. Las alturas de los nudos de consumo varían entre 340 y 250 metros sobre el nivel del mar. El depósito se encuentra a una altura de 360 metros sobre el nivel del mar, lo que asegura una presión mínima en los nudos de la red para su correcto funcionamiento. Para los nudos de consumo la presión mínima de funcionamiento es de 30 mca.

El material de las líneas de distribución es fibrocemento (diámetros entre 250 y 500 mm) y polivinilo de cloruro (diámetros entre 63 y 200 mm). Las tomas de consumo se conectan a la red de distribución mediante tuberías de polietileno (diámetros entre 32 y 140 mm).

Todas las tomas de consumo tienen instalados caudalímetros para la medición de los volúmenes consumidos. Se dispone de los registros mensuales de volúmenes desde el año 2001 y hasta el año 2017.

La demanda base de los nudos de consumo se determina a partir de las características de cada una de las parcelas. Se tiene en cuenta el tipo de cultivo y las características de la instalación de riego (*i.e.*, tipo de gotero y/o aspersor, distancia). El número de sectores de riego viene determinado por la superficie de las parcelas.

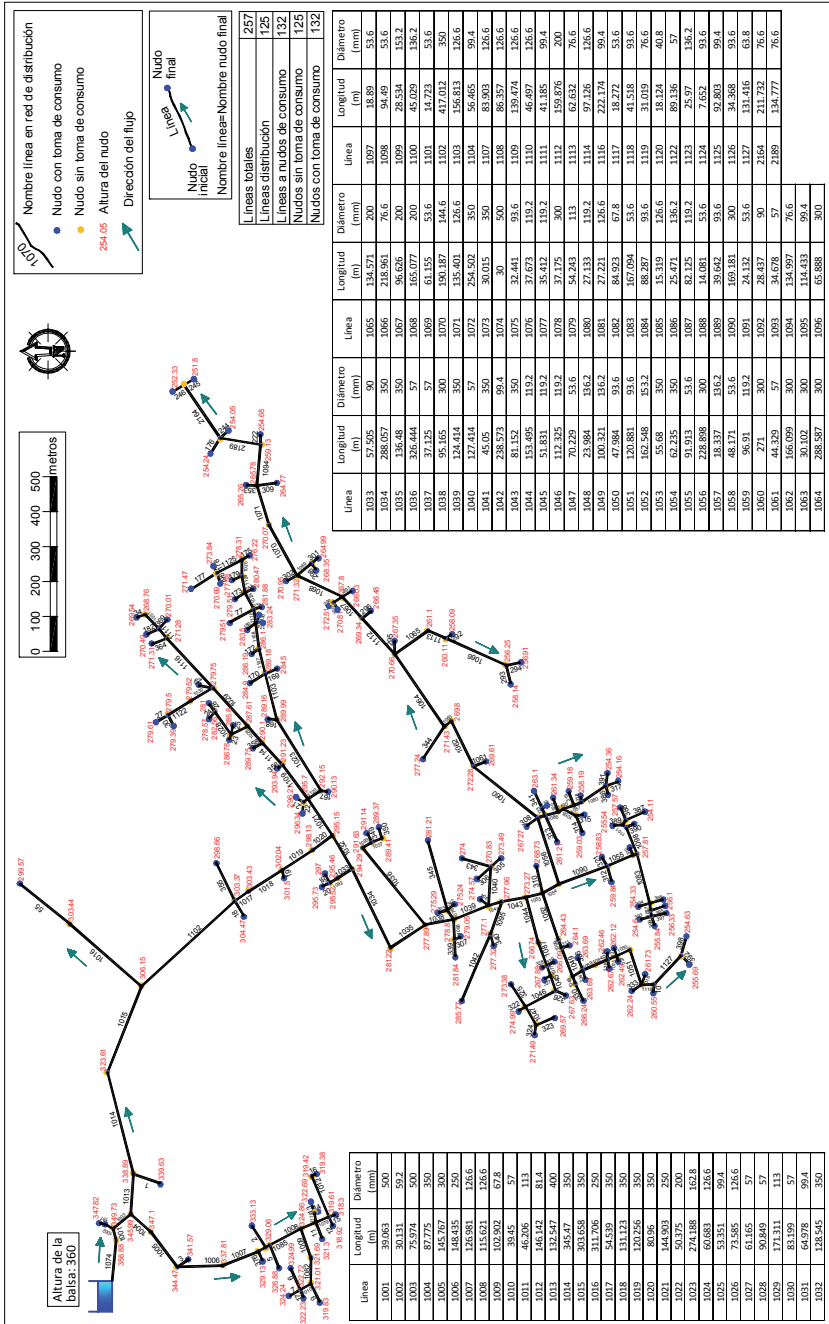


Figura 7. Caso de estudio propuesto en Vallada (Valencia, España)

Para la caracterización de los patrones de apertura y cierre de las tomas de consumo, tanto a nivel anual, mensual, semanal y diario, se han realizado entrevistas a diferentes usuarios, así como al personal de explotación de la red. A través de estas entrevistas se han definido los hábitos de riego, determinándose las tendencias de riego semanales, el intervalo de riegos, así como la duración de los riegos.

3.2. Datos consumo

Para cada toma de consumo y en base a los datos de volumen consumido del que se disponen datos se ha obtenido el consumo mensual medio. El consumo total anual para la red se ha calculado en 473274 m^3 [$3452.16 \frac{\text{m}^3}{\text{ha año}}$], quedando definida en la Figura 8 la distribución anual de consumo mensual medio para todas las tomas.

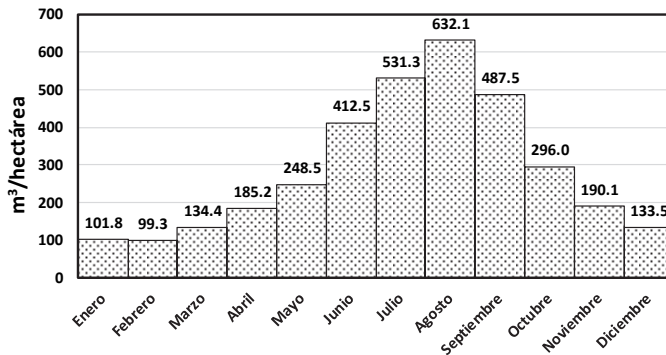


Figura 8. Consumo mensual medio

4. Resultados

4.1. Caudales y presiones en la red (Fase I)

En la Figura 9, se observan los resultados de caudales para la línea de cabecera (línea 1074) a lo largo de todo el año.

El caudal queda discretizado mediante un intervalo horario (8760 registros). El caudal para sistemas de riego presenta una gran variabilidad a lo largo del año, ya que queda condicionado a las particularidades agronómicas de los cultivos. Para la línea 1074 el caudal máximo fue de 88.17 l/s (el 29/08 de 09:00-10:00). Para el mes de agosto, el caudal medio mensual es máximo y con un valor de 34.50 l/s, mientras que el menor valor se encuentra en el mes de enero con 8.56 l/s. El caudal medio a lo largo del año presenta un valor de 19.77 l/s.

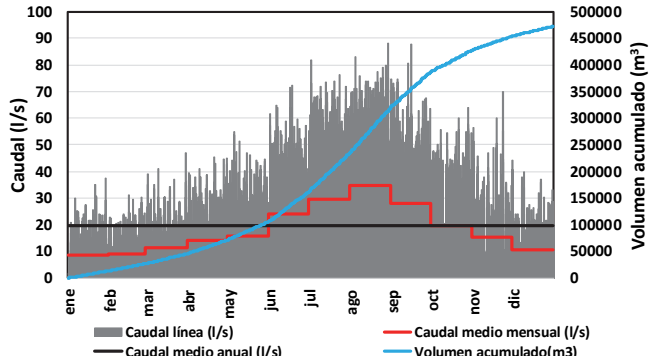


Figura 9. Caudales para la línea de cabecera a lo largo de todo el año (línea 1074)

En la Figura 10 se observan los resultados a lo largo del día 02/08 para la toma de consumo 340. Para esta toma se aprecia como el riego se produce durante 3 horas, entre las 16:00 y 19:00 horas, produciéndose la menor presión en la última hora de riego, y con un valor de 80.22 mca, siendo la mayor presión durante el día de 82.68 mca.

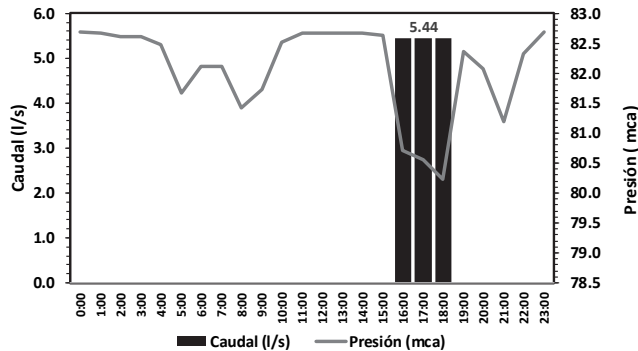


Figura 10. Caudal y variación de presión para la toma de consumo 340

4.2. Energía teórica recuperable (Fase II)

Considerando un rendimiento constante e ideal ($\eta=1$), en la Tablas 1 y 2 se adjuntan los valores obtenidos para las funciones Ψ_1 ($MWh/año$) y Ψ_2 ($MWh/año^2$) para las tomas de consumo y líneas respectivamente.

Tabla 1. Resultados de las funciones Ψ_1 (E_{TR}), PSR y Ψ_2 (E_{TR}/PSR) para las tomas

Toma	Ψ_1 E_{TR}	PSR	Ψ_2 $\frac{E_{TR}}{PSR}$	Toma	Ψ_1 E_{TR}	PSR	Ψ_2 $\frac{E_{TR}}{PSR}$	Toma	Ψ_1 E_{TR}	PSR	Ψ_2 $\frac{E_{TR}}{PSR}$
355	2.94	5.61	0.53	317	0.42	21.99	0.02	394	0.13	23.70	0.01
312	2.77	14.17	0.20	316	0.39	63.92	0.01	244	0.12	135.19	0.01
222	2.10	18.52	0.12	391	0.39	18.79	0.03	398	0.10	60.59	0.01
167	1.95	11.52	0.17	176	0.39	29.77	0.02	334	0.10	24.77	0.01
311	1.85	20.15	0.10	321	0.38	25.16	0.02	328	0.10	53.51	0.01
333	1.29	13.59	0.10	10	0.38	44.79	0.01	22	0.10	20.44	0.01
340	1.26	16.92	0.08	326	0.36	15.05	0.03	175	0.10	44.73	0.01
1	1.25	4.11	0.31	305	0.33	19.23	0.02	393	0.10	33.03	0.01
113	1.21	21.61	0.06	314	0.32	23.21	0.02	350	0.10	20.74	0.01
323	1.07	19.47	0.06	21	0.32	14.97	0.03	293	0.10	111.03	0.01
364	0.95	16.78	0.06	336	0.30	74.95	0.01	331	0.10	47.87	0.01
300	0.91	26.95	0.04	235	0.30	65.36	0.01	5	0.09	9.79	0.01
236	0.87	21.82	0.04	349	0.27	10.94	0.03	397	0.09	37.69	0.01
292	0.85	25.99	0.04	27	0.27	30.69	0.01	6	0.08	29.76	0.01
35	0.81	17.57	0.05	13	0.26	12.76	0.03	9	0.08	25.21	0.01
246	0.75	20.24	0.04	20	0.25	56.57	0.01	322	0.08	116.39	0.01
18	0.75	18.69	0.04	389	0.24	10.55	0.03	15	0.08	25.67	0.01
332	0.73	7.59	0.10	399	0.23	43.58	0.01	181	0.07	56.66	0.01
319	0.72	37.08	0.02	179	0.22	20.29	0.02	395	0.06	52.69	0.01
169	0.69	10.67	0.07	306	0.21	32.22	0.01	296	0.06	54.95	0.01
170	0.67	11.96	0.06	356	0.21	53.24	0.01	16	0.06	15.53	0.01
324	0.62	27.48	0.03	329	0.20	61.17	0.01	14	0.06	13.00	0.01
2	0.62	9.20	0.07	343	0.19	27.17	0.01	172	0.06	165.38	0.01
386	0.61	7.41	0.09	55	0.18	46.33	0.01	12	0.04	52.21	0.01
23	0.57	21.20	0.03	180	0.18	55.00	0.01	339	0.04	33.01	0.01
294	0.57	56.16	0.02	337	0.17	17.48	0.01	299	0.03	137.85	0.01
345	0.55	34.69	0.02	313	0.17	40.37	0.01	25	0.03	40.35	0.01
173	0.53	23.24	0.03	196	0.17	63.52	0.01	19	0.02	192.28	0.01
310	0.53	22.77	0.03	245	0.16	60.89	0.01	335	0.02	138.65	0.01
318	0.53	19.05	0.03	320	0.16	65.97	0.01	325	0.02	107.93	0.01
308	0.51	35.21	0.02	174	0.16	32.63	0.01	24	0.02	743.75	0.01
392	0.5	41.53	0.02	327	0.15	60.58	0.01	3	0.01	26.47	0.01
298	0.47	55.56	0.01	338	0.15	13.67	0.02	11	0.01	74.05	0.01
315	0.45	23.14	0.02	34	0.14	104.7	0.01				
342	0.43	27.01	0.02	390	0.14	37.13	0.01				

Tabla 2. Resultados de Ψ_1 (E_{TR}), PSR y Ψ_2 (E_{TR}/PSR) en las líneas de distribución

Línea	Ψ_1 E_{TR}	PSR	Ψ_2 $\frac{E_{TR}}{PSR}$	Línea	Ψ_1 E_{TR}	PSR	Ψ_2 $\frac{E_{TR}}{PSR}$	Línea	Ψ_1 E_{TR}	PSR	Ψ_2 $\frac{E_{TR}}{PSR}$
1020	22.00	6.77	3.26	1071	3.21	15.84	0.21	2164	0.90	25.47	0.04
1019	21.05	6.70	3.21	1070	3.03	16.75	0.19	1058	0.76	21.97	0.04
1102	20.55	6.61	3.12	1084	3.02	17.55	0.18	1040	0.71	21.04	0.04
1043	19.76	9.15	2.16	1075	2.86	18.51	0.16	1066	0.66	48.19	0.02
1015	19.52	6.96	2.81	1050	2.60	20.33	0.13	1027	0.61	27.56	0.03
1038	19.31	8.50	2.28	1051	2.60	20.33	0.13	1127	0.60	41.54	0.02
1018	18.92	6.64	2.85	1076	2.60	17.81	0.15	1083	0.57	22.99	0.03
1039	18.41	8.43	2.19	1108	2.42	17.52	0.14	1069	0.47	55.56	0.01
1017	18.00	6.65	2.71	1107	2.36	17.90	0.14	1104	0.46	29.20	0.02
1041	17.81	8.49	2.10	1044	2.20	15.94	0.14	1091	0.45	28.86	0.02
1053	17.71	10.21	1.74	1087	2.20	15.94	0.14	1120	0.41	15.38	0.03
1034	16.81	7.75	2.18	1077	1.95	13.15	0.15	1097	0.40	29.82	0.02
1035	16.81	7.75	2.18	1080	1.89	12.25	0.16	1098	0.37	19.90	0.02
1032	15.76	7.95	1.99	1045	1.85	13.31	0.14	1093	0.36	12.13	0.03
1054	13.01	9.90	1.32	1109	1.66	18.12	0.1	1036	0.36	12.16	0.03
1056	9.35	11.22	0.84	1026	1.66	18.11	0.1	1079	0.33	11.48	0.03
1021	6.46	10.03	0.65	1055	1.64	10.72	0.16	1008	0.27	10.39	0.03
1064	5.60	15.12	0.37	1114	1.60	18.75	0.09	1030	0.27	30.69	0.01
1060	5.20	16.27	0.32	1046	1.53	16.14	0.10	1122	0.27	30.69	0.01
1062	5.20	16.27	0.32	1113	1.48	32.84	0.05	1025	0.25	55.28	0.01
1063	5.20	16.27	0.32	1065	1.48	32.89	0.05	1101	0.24	10.55	0.03
1014	5.17	6.57	0.79	1047	1.44	14.97	0.10	1119	0.22	12.03	0.02
1022	5.12	12.79	0.41	1059	1.41	14.65	0.10	1016	0.18	46.34	0.01
1052	5.11	17.65	0.29	2189	1.39	25.14	0.06	1125	0.16	63.55	0.01
1099	5.11	17.65	0.29	1110	1.29	23.19	0.06	1011	0.15	21.32	0.01
1090	4.76	12.10	0.4	1029	1.22	21.20	0.06	1031	0.14	104.7	0.01
1086	4.73	14.10	0.34	1123	1.21	21.61	0.06	1111	0.14	104.7	0.01
1112	4.32	16.55	0.27	1116	1.09	26.09	0.05	1037	0.10	20.74	0.01
1067	4.27	16.75	0.26	1095	1.08	16.95	0.07	1009	0.06	15.72	0.01
1103	3.47	13.42	0.26	1033	1.05	24.24	0.05	1082	0.06	15.72	0.01
1100	3.44	15.86	0.22	1092	1.05	24.24	0.05	1012	0.06	15.53	0.01
1023	3.43	13.60	0.26	1024	1.04	23.44	0.05	1085	0.05	6.29	0.01
1068	3.42	19.01	0.18	1124	1.00	23.16	0.05	1096	0.04	33.01	0.01
1089	3.40	18.19	0.19	1118	0.96	36.22	0.03	1010	0.03	32.70	0.01
1094	3.33	15.23	0.22	1078	0.94	31.03	0.04	1028	0.02	743.7	0.01
1057	3.33	16.45	0.21	1088	0.93	14.84	0.07	1081	0.01	6.60	0.01
1049	3.33	18.61	0.18	1126	0.92	29.52	0.04				

Para la toma de consumo 355 se obtiene la mayor energía teórica recuperable con un valor de 2.94 MWh/año, siendo también esta toma la que presenta el mayor valor para el ratio entre la energía teórica recuperable y el *PSR* (0.53 MWh/año^2). La energía total recuperable para todas las tomas es de 44.9 MWh/año siendo necesario la colocación de 103 sistemas de recuperación a lo largo de toda la red (uno por cada toma de consumo).

La línea 1020 es la que presenta una mayor energía teórica recuperable con un valor de 22.00 MWh/año y un valor máximo de 3.26 MWh/año^2 para el ratio entre la energía teórica recuperable y el *PSR*.

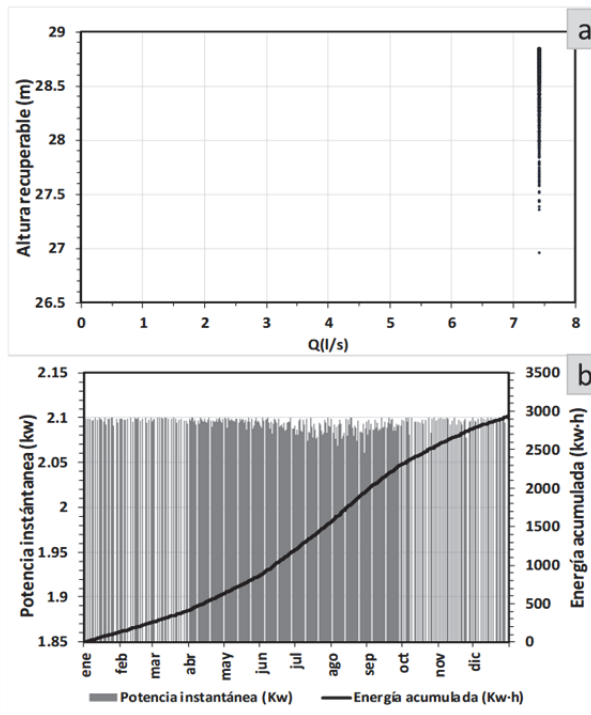


Figura 11. (a) Puntos Q - H de recuperación para la toma 355. (b) Potencia instantánea y energía acumulada a lo largo del año para la toma 355

En la Figura 11a se observan los pares de puntos Q - H para la toma 355. La Figura 11b muestra la potencia teórica instantánea (suponiendo $\eta=1$) y energía acumulada a lo largo de un año para la misma toma. Para esta toma, el caudal se mantiene constante e igual 7.42 l/s, mientras que la altura recuperable se distribuye entre un mínimo de 26.96 m y 28.84 m, siendo la media de 28.58 m. La potencia instantánea se mantiene prácticamente constante con un valor de 2.08 kW.

La Figura 12a muestra los pares de puntos Q - H para la línea 1020, mientras que la Figura 12b describe la potencia teórica instantánea (suponiendo $\eta=1$) y energía teórica

acumulada a lo largo de un año. Para esta línea, el caudal presenta una gran variabilidad, siendo el máximo de 63.47 l/s. La altura recuperable se distribuye entre un mínimo de 27.51 m y 33.99 m, siendo la media de 33.70 m. La potencia instantánea presenta un máximo de 19.02 kW y una media de 2.5 kW.

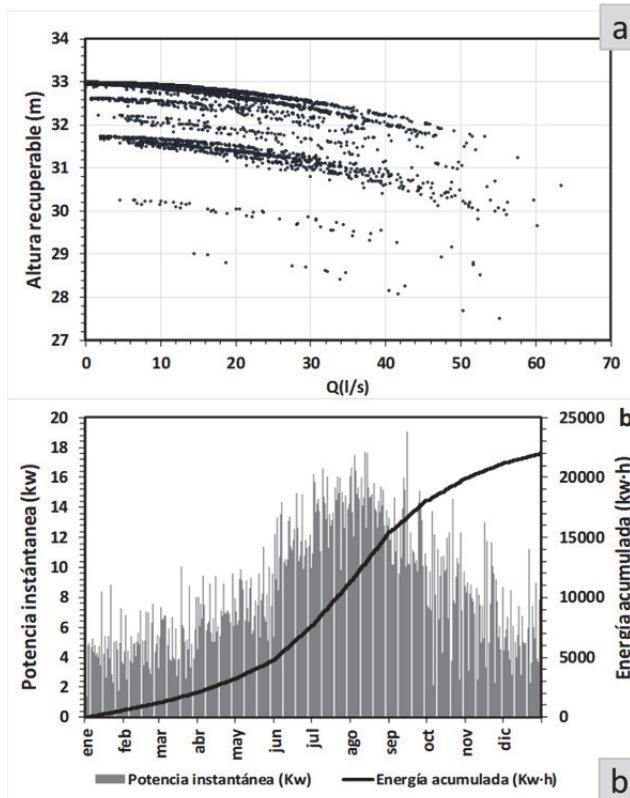


Figura 12. (a) Puntos Q-H de recuperación para la línea 1020. (b) Potencia instantánea y energía acumulada a lo largo del año para la línea 1020

4.3. Determinación de ubicaciones óptimas de los sistemas de recuperación. (Fase III)

El análisis de ubicación de los sistemas de recuperación permite determinar qué configuraciones de sistemas de recuperación presentan los mejores valores para las funciones objetivo analizadas. En la Figura 13, se observan los resultados óptimos obtenidos en función del número de sistemas de recuperación instalados en líneas de distribución.

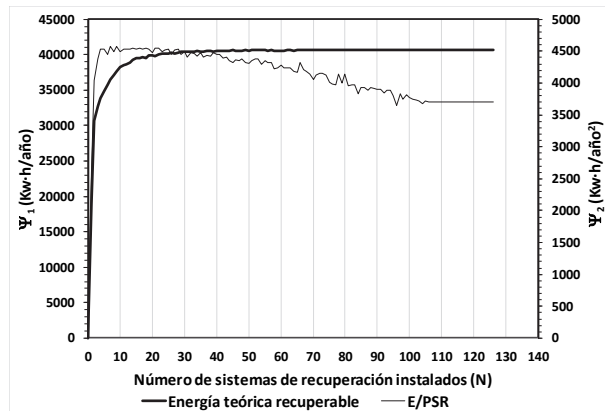


Figura 13. Resultados obtenidos para las funciones objetivo Ψ_1 y Ψ_2 .

La Figura 13 presenta 3 zonas diferentes. Una primera zona desde cero a cuatro sistemas de recuperación, en la que las funciones Ψ_1 y Ψ_2 crecen rápidamente. Una segunda zona, desde cuatro a treinta sistemas de recuperación donde Ψ_1 crece lentamente y Ψ_2 se mantiene constante. Y una última zona para un número de sistemas de recuperación mayor que 30, en la que Ψ_1 se mantiene constante y Ψ_2 disminuye. El máximo valor obtenido para Ψ_1 ha sido de 40646.46 kWh/año y para Ψ_2 4574.42 kWh/año² (N=9). Como vemos, a partir de un determinado número de sistemas de recuperación, la incorporación de nuevos sistemas no influye significativamente en el aumento de la energía teórica recuperable, pero con la introducción de criterios económicos a partir de $N > 10$, la función objetivo se ve penalizada, indicando la existencia de configuraciones óptimas globales desde el punto de vista económico.

En la Tabla3 se muestran los resultados obtenidos para las mejores configuraciones de líneas hasta 10 sistemas de recuperación. Los parámetros de aplicación del algoritmo 'Simulated Annealing' se han fijado previamente mediante un estudio de sensibilidad.

Tabla 3. Resultados de ubicación de los sistemas de recuperación para las líneas de distribución según las funciones Ψ_1 (E_{TR}), PSR y Ψ_2 (E_{TR}/PSR)

Optimización función objetivo Ψ_1 (Energía teórica recuperable)													
$T_i = 100; T_r = 0.01; a = 0.9; L = 10$													
N	Líneas										$E_{TR}(\Psi_1)$ (kWh/año)	PSR (año)	$\frac{E_{TR}}{PSR}(\Psi_2)$ (kWh/año²)
1	1020										21993.20	6.76	3252.13
2	1043	1102									30640.51	7.59	4037.05
3	1020	1043	1102								32707.58	7.41	4413.87
4	1020	1043	1090	1102							33819.62	7.82	4323.34
5	1020	1043	1086	1090	1102						34862.68	8.18	4263.70
6	1020	1043	1052	1086	1090	1102					35755.43	8.66	4128.16
7	1020	1043	1052	1086	1090	1094	1102				36433.04	9.04	4030.58
8	1020	1043	1086	1090	1094	1099	1102	1108			37104.49	9.16	4052.65
9	1022	1038	1043	1071	1086	1090	1099	1102	1116		37582.87	9.62	3908.24
10	1020	1038	1043	1086	1090	1094	1099	1102	1103	1116	38213.31	9.25	4132.86
Optimización función objetivo Ψ_2 (Ratio entre Energía teórica recuperable y PSR)													
$T_i = 100; T_r = 0.01; a = 0.9; L = 10$													
N	Líneas										$E_{TR}(\Psi_1)$ (kWh/año)	PSR (año)	$\frac{E_{TR}}{PSR}(\Psi_2)$ (kWh/año²)
1	1020										21993.20	6.76	3252.13
2	1043	1102									30640.51	7.59	4037.05
3	1020	1043	1102								32707.58	7.41	4413.87
4	1020	1038	1043	1102							33364.87	7.36	4531.66
5	1019	1038	1043	1102	1103						33950.51	7.48	4538.22
6	1020	1038	1043	1055	1102	1103					33499.61	7.54	4444.95
7	1020	1038	1043	1055	1079	1102	1103				34729.84	7.60	4570.26
8	1019	1038	1053	1055	1077	1102	1103	1119			34623.73	7.72	4485.55
9	1014	1019	1038	1039	1043	1079	1102	1103	1108		34573.43	7.56	4574.42
10	1011	1019	1038	1039	1043	1055	1079	1102	1103	1108	34557.58	7.70	4489.52

Para cada caso (excepto para N=1), se ha aplicado el algoritmo ‘Simulated Annealing’ realizándose un total de 792 iteraciones por caso de estudio, con un total de 7128 iteraciones para cada función objetivo. Como se observa en ambos casos, las soluciones hasta N=3 son iguales. A partir de N=4 las soluciones difieren. Para el caso de Ψ_1 la incorporación de nuevos sistemas de recuperación, aumenta gradualmente la energía teórica recuperable, aunque este aumento es menor a medida que aumenta N. Para Ψ_2 , a partir de N=3, los valores obtenidos son muy parecidos.

4.4. Determinación, características y funcionamiento de los sistemas de recuperación (Fase IV)

Finalmente se realiza el diseño óptimo de los sistemas de recuperación mediante máquinas reales. A partir de la soluciones de ubicación óptimas y mediante la metodología anteriormente descrita, el diseño final consiste en la selección de las mejores máquinas y de su número, así como de las consignas de funcionamiento más apropiadas para optimizar el sistema respecto de la función objetivo establecida.

Para la caracterización de las máquinas reales a utilizar se ha utilizado una base de datos de 75 PAT, obtenida a partir de la bibliografía existente. Para cada máquina se

han caracterizado sus curvas $Q-H$ y $Q-\eta$, así como la zona de operación mediante los caudales máximos y mínimos de la máquina. Para todas las máquinas se han considerado un rango de velocidades de $\alpha_{\min}=0.5$ y $\alpha_{\max}=1.5$. En la Figura 14 se observan los puntos de funcionamiento BEP para cada máquina, con indicación del número específico e identificativo de la máquina en la base de datos utilizada.

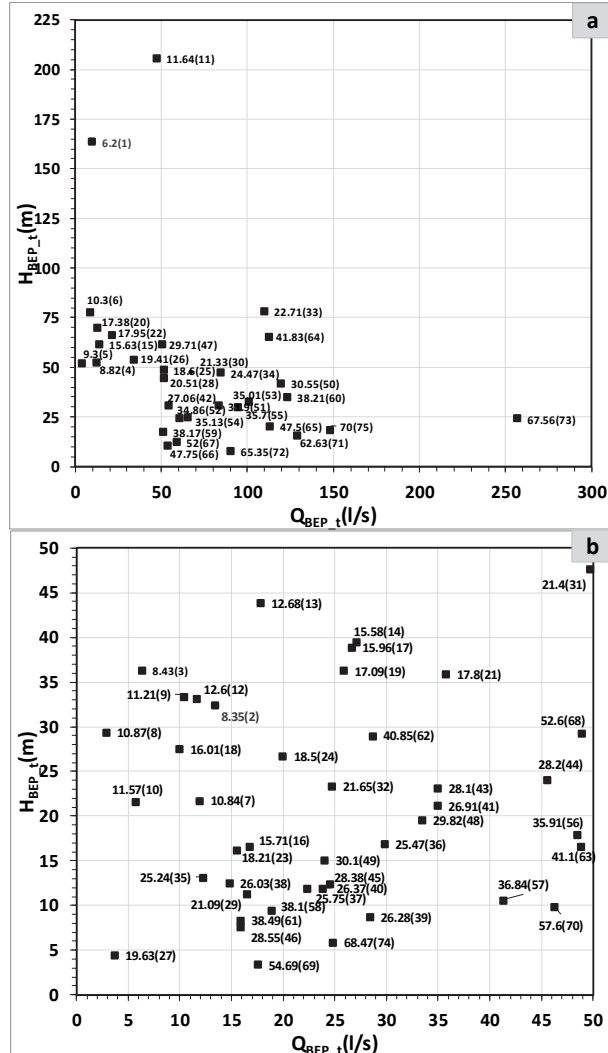


Figura 14. (a) Punto BEP para máquinas reales utilizadas (b) Detalle para la zona $Q_{BEP_t} < 50$ y $H_{BEP_t} < 50$. Se indica el número específico como turbina y entre paréntesis el identificativo de la máquina

El número de máquinas fijado en este caso de estudio es de tres, para todas las líneas de las configuraciones analizadas. Para el diseño del sistema de recuperación se ha seguido el esquema de la Figura 15.

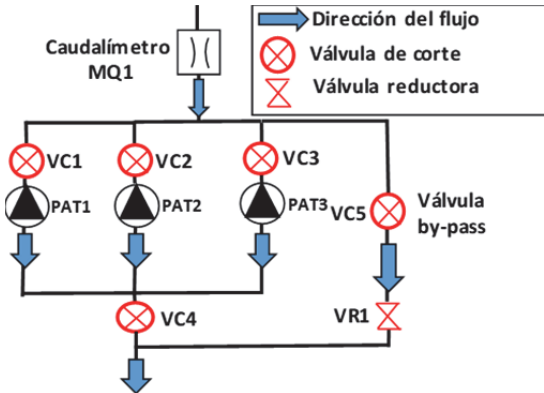


Figura 15. Esquema propuesto de instalación de 3 máquinas en paralelo Adaptado de (Pérez-Sánchez et al., 2018b)

Las consignas de operación establecidas han sido las siguientes:

- *Caudal mínimo (Q_{min})*: este valor vendrá fijado por la máquina seleccionada.
- *Caudal máximo (Q_{max})*: se calculará en función de la altura mínima disponible recuperable (H_{Tmin}) establecida en cada línea y en función de la curva de operación elegida.
- *Curva de operación (Estrategia de alturas)*: para cada línea y máquina se le permite elegir entre 3 posibles curvas de funcionamiento. Estas curvas son:
 - Curva $\alpha=1$ que corresponde con la curva a velocidad nominal constante
 - Curva *BEH*, que corresponde con la curva de funcionamiento de máxima eficiencia.
 - Curva *BPC*, que corresponde con la curva de máxima potencia.

Para aumentar los rangos de caudales turbinados, se le permite al sistema cuando está fuera de los rangos de caudales de la curva, variar la velocidad y buscar otros puntos de funcionamiento dentro de la zona de operación y fuera de las curvas de funcionamiento establecidas. Estos nuevos puntos siguen las curvas límites que definen la zona de operación.

- *Criterio de puesta en marcha o parada de máquinas (Estrategia de caudales)*: La distribución de caudales entre las máquinas en paralelo se realiza con un único criterio de puesta en marcha o parada de nuevas máquinas siempre y cuando la potencia instantánea a recuperar en la nueva situación sea mayor que la recuperada en ese instante. En cualquier intervalo se deben cumplir los caudales mínimos de turbinados fijados por la máquina seleccionada.

Siguiendo la metodología anteriormente descrita, se han analizado las configuraciones óptimas establecidas en la fase III. Para cada configuración se

determina la(s) máquina(s) a instalar en cada línea, así como la estrategia de alturas óptima (curva de funcionamiento) determinando el mejor diseño en los sistemas de recuperación para optimizar la función objetivo establecida, adjuntadas en la Tabla 4.

Tabla 4. Resultados para las configuraciones óptimas respecto de Ψ_1 (fase III), optimizadas en función de Ψ_1 (energía real recuperable)

N		E_R	PSR	$\frac{E_R}{PSR}$	η_t				
1	Línea	1020							
	n_{st}	16.01(18)							
	D	180							
	N_s	2000	9521.82	4.29	2221.29	0.43			
	E_R	9521.82							
	PSR	4.29							
2	E_R/PSR	2221.29							
	Línea	1043	1102						
	n_{st}	25.24(35)	10.84(7)						
	D	180	250						
	N_s	1485	1000	10612.54	4.84	2192.15	0.35		
	E_R	1629.97	8982.56						
3	PSR	7.73	4.32						
	E_R/PSR	210.73	2081.21						
	Curva	$\alpha=1$	$\alpha=1$						
	Línea	1020	1043	1102					
	n_{st}	38.49(61)	38.49(61)	10.84(7)					
	D	142	142	250					
4	N_s	1520	1520	1000					
	E_R	2148.93	649.99	8992.57	11781.48	4.97	2368.31	0.36	
	PSR	6.27	9.78	4.31					
	E_R/PSR	342.59	66.42	2081.21					
	Curva	BEH	BEH	$\alpha=1$					
	Línea	1020	1043	1090	1102				
5	n_{st}	38.49(61)	38.49(61)	16.01(18)	10.84(7)				
	D	142	142	180	250				
	N_s	1520	1520	2000	1000				
	E_R	2148.93	649.98	505.96	8982.56	12287.44	5.47	2248.2	0.36
	PSR	6.27	9.79	16.89	4.32				
	E_R/PSR	342.59	66.43	29.95	2081.21				
6	Curva	BEH	BEH	BEH	$\alpha=1$				
	Línea	1020	1043	1086	1090	1102			
	n_{st}	38.49(61)	38.49(61)	10.87(8)	16.01(18)	10.84(7)			
	D	142	142	101.4	180	250			
	N_s	1520	1520	2500	2000	1000			
	E_R	2148.93	649.98	769.87	505.99	8982.56	13057.31	5.97	2186.66
7	PSR	6.27	9.78	14.05	16.89	4.32			
	E_R/PSR	342.59	66.43	54.81	29.95	2081.21			
	Curva	BEH	BEH	$\alpha=1$	BEH	$\alpha=1$			

Tabla 5. Resultados para las configuraciones óptimas respecto de Ψ_2 (fase III), optimizadas en función de Ψ_2 (ratio entre energía real recuperable y PSR)

N				E_R	PSR	$\frac{E_R}{PSR}$	η_t			
1	Línea	1020								
	n_{st}	11.57(10)								
	D	176								
	N_s	1520		7632.69	2.98	2557.58	0.35			
	E_R	7632.69								
	PSR	2.98								
	E_R/PSR	2557.58								
2	Línea	1043	1102							
	n_{st}	11.57(10)	11.57(10)							
	D	176	176							
	N_s	1520	1520							
	E_R	1331.19	6966.26	8297.45	2.58	3210.86	0.27			
	PSR	3.27	2.45							
	E_R/PSR	406.81	2840.25							
Curva	BEH	$\alpha=1$								
3	Línea	1020	1043	1102						
	n_{st}	19.63(27)	19.63(27)	11.57(10)						
	D	139	139	176						
	N_s	1020	1020	1520						
	E_R	1363.43	547.44	6966.26	8877.14	2.47	3587.23	0.27		
	PSR	2.35	3.06	2.45						
	E_R/PSR	579.96	178.78	2840.25						
Curva	$\alpha=1$	BEH	$\alpha=1$							
4	Línea	1020	1038	1043	1102					
	n_{st}	19.63(27)	19.63(27)	-----	11.57(10)					
	D	139	139	-----	176					
	N_s	1020	1020	-----	1520					
	E_R	1363.43	608.38	0	6966.26	8938.07	2.46	3636.65	0.27	
	PSR	2.35	2.76	0	2.45					
	E_R/PSR	579.96	220.79	0	2840.25					
Curva	$\alpha=1$	BEH	-----	$\alpha=1$						
5	Línea	1019	1038	1043	1102	1103				
	n_{st}	19.63(27)	19.63(27)	-----	11.57(10)	10.87(8)				
	D	139	139	-----	176	101.4				
	N_s	1020	1020	-----	1520	2500				
	E_R	1363.43	608.38	0	6966.26	220.94	9159.02	2.53	3615.24	0.27
	PSR	2.35	2.76	0	2.45	5.59				
	E_R/PSR	579.95	220.79	0	2840.25	39.49				
Curva	$\alpha=1$	BEH	-----	$\alpha=1$	BEH					

En la Tabla 4, se muestran los resultados obtenidos al optimizar respecto de la energía recuperable (Ψ_1), las configuraciones óptimas de líneas (hasta $N=5$) obtenidas respecto de Ψ_1 en la fase III.

La Tabla 5 muestra los resultados obtenidos de optimizar respecto al ratio de energía recuperable y PSR (Ψ_2), las configuraciones óptimas de líneas (hasta $N=5$) obtenidas respecto de Ψ_2 en la fase III. Para cada línea se establece la máquina a instalar mediante el número específico (n_{st}) y su identificativo en la base de datos. También se reflejan en las tablas: D el diámetro del rodete en mm, N_s velocidad específica en rpm, E_R la energía real recuperable en kWh/año tanto por sistema de recuperación como el total para la configuración y las curvas de funcionamiento seleccionadas por el sistema.

Como se observa en las tablas, aunque en algunos casos las configuraciones de líneas son iguales, al optimizar en función de las diferentes funciones objetivo, los resultados son diferentes. Es de destacar que cuando el sistema optimiza en función de Ψ_2 en algunos sistemas de recuperación no instala ninguna máquina, ya que disminuiría el valor de Ψ_2 .

Para las soluciones en función de Ψ_1 (Tabla 4), excepto para $N=1$, algunos sistemas de recuperación presentan PSR mayores que 6, lo que indica que individualmente estos sistemas no son idóneos para su instalación.

A continuación, se analiza con más detalle la solución obtenida de la Tabla 5 cuando se consideran tres grupos de máquinas ($N=3$). Esta solución (Tabla 6) la componen tres sistemas de recuperación en serie colocados, de aguas arriba hacia aguas abajo, en las líneas 1102, 1020 y 1043, respectivamente. Cada grupo en serie está compuesto por tres máquinas en paralelo más una válvula reguladora (Figura 15). Para el sistema de recuperación de la línea 1102, se instalan tres máquinas en paralelo con un número específico de 11.57 (m, kW) para cada máquina. Para los sistemas de recuperación de aguas abajo, también se instalan en cada uno tres máquinas en paralelo con un número específico igual y de valor 19.63 (m, kW) para cada máquina. Para los sistemas de recuperación en las líneas 1102 y 1020, las máquinas trabajan según la curva de regimen nominal $\alpha=1$, mientras que la línea 1043, la curva de funcionamiento será la *BEH*.

Las características principales de las máquinas a instalar se muestran en la Tabla 6. En la Figuras 16 y 17, se adjuntan las curvas $Q-H$ y $Q-\eta$ respectivamente.

Tabla 6. Características principales y valores para las máquinas en paralelo para la solución analizada. Valores para la línea

Línea	1102			1020			1043		
n _{st}	11.57(10)			19.63(27)			19.63(27)		
n _s (rpm)	1520			1020			1020		
D (mm)	176			139			139		
Q _{min} (l/s)	2.10			1.59			1.59		
Q _{max} (l/s)	8.81			5.31			5.31		
Q _{BEP} (l/s)	5.65			3.64			3.64		
H _{BEP} (l/s)	21.58			4.50			4.50		
η _{BEP}	0.614			0.611			0.611		
P _{BEP} (kW)	0.735			0.098			0.098		
Línea	1102			1020			1043		
n	3			3			3		
E _R (kW·h/año)	6966.26			1363.43			547.45		
V _t (m ³)	203999.41(0.68)			159324.99(0.63)			96535.60(0.68)		
Q _{min} (l/s)	2.10			1.59..5			1.59		
Q _{max} (l/s)	16.91			12.75			9.92		
H _{Rmin} (mca)	4.53			1.08			1.06		
H _{Rmax} (mca)	21.46			5.75			3.74		
P _{max} (kW)	2.19			0.41			0.21		
Rango caudales	0.341			0.308			0.289		
Curva funcionamiento	α=1			α=1			BEH		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
% E _R (kWh/año)	44.53	32.18	23.29	41.94	33.13	24.93	44.70	33.21	54.97
% V _t (m ³)	45.76	31.72	22.52	43.09	32.68	24.22	46.18	32.54	21.28
Horas	4945	3266	2289	4860	3506	2559	4007	2695	1745
Q _{min} (l/s)	2.12	4.40	4.87	1.59	3.17	3.53	1.59	2.65	2.90
Q _{max} (l/s)	5.64	5.64	5.64	4.25	4.25	4.25	3.31	3.31	3.31
H _{Rmin} (mca)	4.53	15.01	17.20	1.08	3.75	4.31	1.06	2.41	2.88
H _{Rmax} (mca)	21.46	21.46	21.46	5.75	5.75	5.75	3.74	3.74	3.74
P _{max} (kW)	0.73	0.73	0.73	0.14	0.14	0.14	0.07	0.07	0.07
Línea	1102			1020			1043		
V (m ³)	300427.46			251219.42			141189.20		
Q _{min} (l/s)	0.002			0.002			0.002		
Q _{max} (l/s)	78.21			63.37			46.81		
H _{tmin} (mca)	22.61			6.05			3.89		
H _{tmax} (mca)	25.52			32.99			52.75		

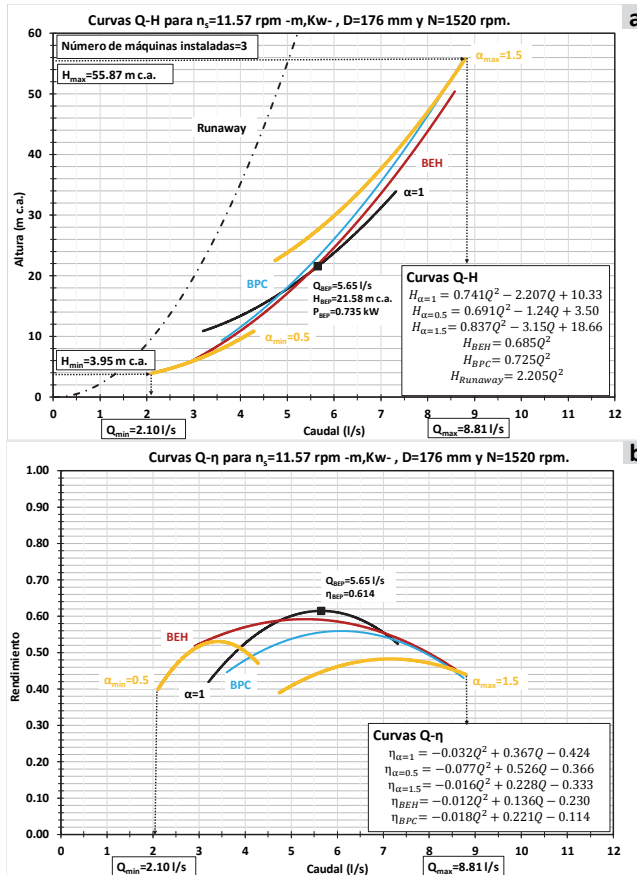


Figura 16. Curvas $Q-H$ (a) y $Q-\eta$ (b) para la máquina $n_{st}=11.57$ (m, kW), instalada en la línea 1102 (tres máquinas en paralelo)

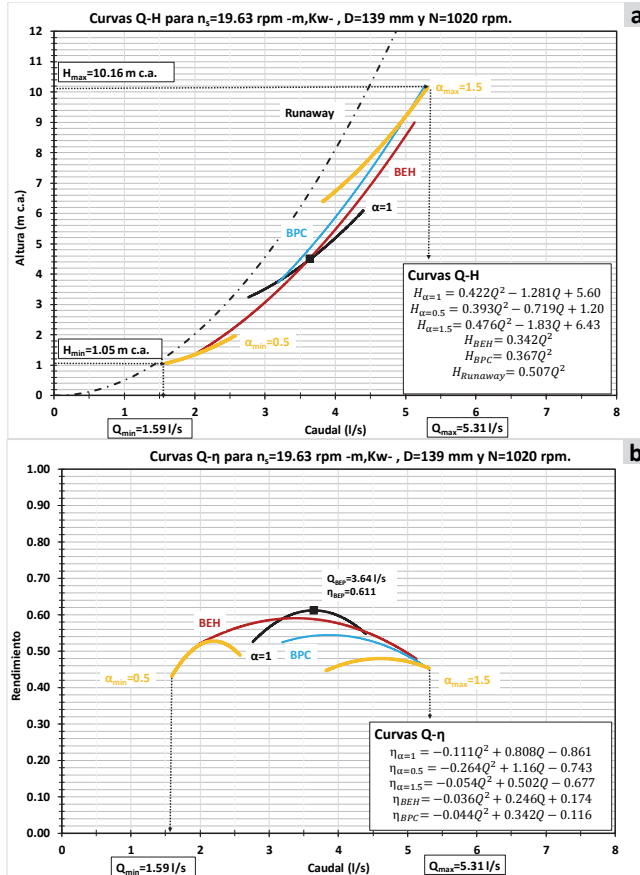


Figura 17. Curvas Q-H (a) y Q-η (b) para la máquina $n_{st}=19.63$ (m, kW), instalada en la línea 1020 y 1043 (tres máquinas en paralelo)

En la Figura 18 se observa para el sistema de recuperación de la línea 1043, la altura recuperada y potencia instantánea en función del caudal por línea. Los pares de puntos iniciales $Q-H$ quedan modificados debido a la recuperación de los sistemas aguas arriba. Los aumentos o disminuciones de número de máquinas turbinando quedan reflejados en la altura recuperada y potencia instantánea.

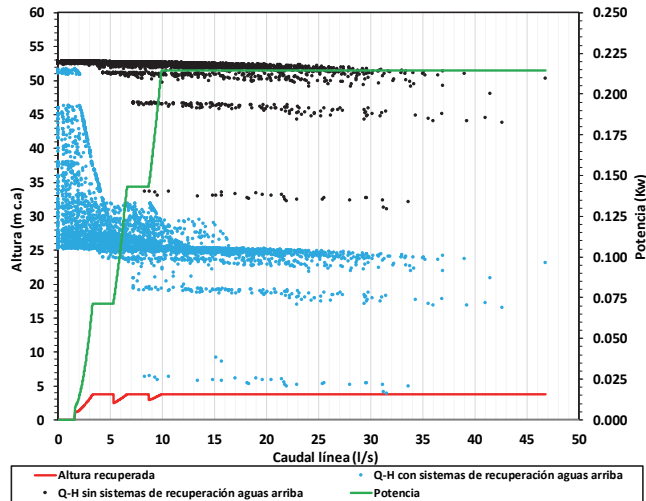


Figura 18. Altura recuperada y potencia para el sistema de recuperación en la línea 1043

La Figura 19 corresponde al sistema de recuperación en la línea 1102. Se aprecia la variación de eficiencia y relación de velocidades de rotación (α) en las máquinas. Para el coeficiente α se observa como, a partir de un caudal de 2.10 l/s (caudal mínimo de turbina), empieza a aumentar hasta un caudal de 3.20 l/s. Este caudal corresponde con el caudal mínimo para la curva $\alpha=1$. A partir de este caudal las máquinas en funcionamiento trabajan siempre a α constante. La variación de velocidad en los tramos de caudales inferiores a los mínimos permite el aprovechamiento de un mayor rango de caudales, y por lo tanto mayores volúmenes turbinados. Para ello, es necesario la variación del valor de α en función del caudal por línea. Respecto a los rendimientos, a partir de una caudal por línea de 16.95 l/s las máquinas trabajan a su máximo rendimiento ya que el caudal máximo por turbina coincide con el caudal en *BEP*.

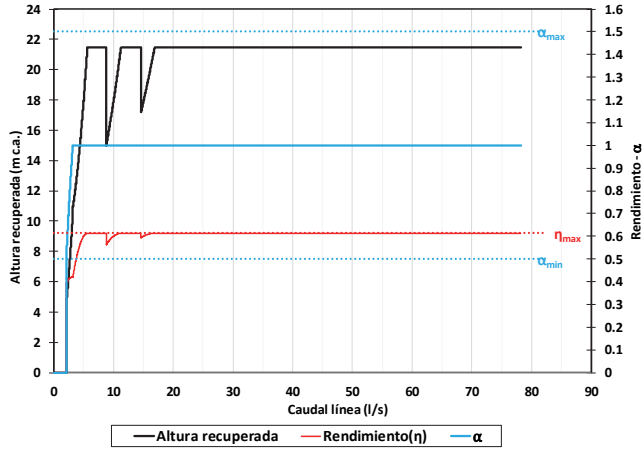


Figura 19. Rendimiento y relación de velocidades para la línea 1102 en función del caudal por línea

En la Figura 20, se adjunta la distribución de los caudales por línea en función de si son turbinados o derivados a la válvula reductora de presión para la línea 1020.

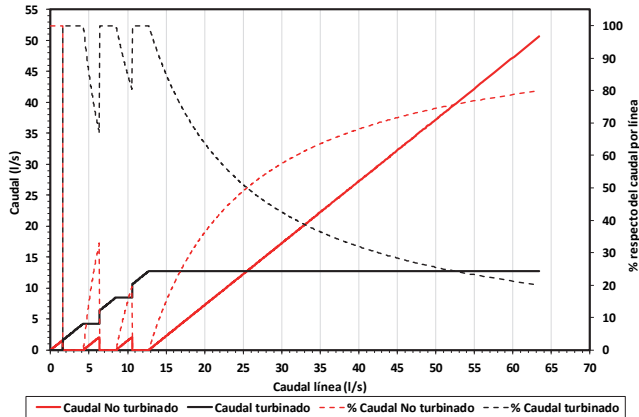


Figura 20. Distribución de caudales para la línea 1020

La Tabla 7 describe la estrategia de operación de las diferentes PAT en función del caudal por línea.

Tabla 7. Funcionamiento del sistema de recuperación para la línea 1020 en función del valor del caudal por línea

Valor de caudal instantáneo Q_i (l/s)	Descripción del funcionamiento	Posición de las válvulas de control	Nº de máquinas funcionando
$Q_i < 1.59$	Todo el caudal es derivado aguas abajo a consumo y/o a otro sistema de recuperación	<ul style="list-style-type: none"> • VC1, VC2, VC3 y VC4 cerradas • VC5 abierta • VR1 no es necesario que actúe. 	0
$1.59 \leq Q_i < 4.25$	Todo el caudal instantáneo es turbinado mediante la PAT1.	<ul style="list-style-type: none"> • VC1 y VC4 abiertas • VC2, VC3 y VC5 cerrada • VR1 cerrada 	1
$4.25 \leq Q_i < 6.33$	Hacia la PAT1 se derivan 4.25 l/s, el resto de caudal es derivado a la válvula reductora de presión.	<ul style="list-style-type: none"> • VC1 y VC4 abiertas • VC2 y VC3 cerradas • VC5 abierta • VR1 actuando. 	1
$6.33 \leq Q_i < 8.50$	Todo el caudal es derivado a la PAT1 y a la PAT2 (mismo caudal para cada máquina). No se deriva nada de caudal a la válvula reductora de presión.	<ul style="list-style-type: none"> • VC1, VC2 y VC4 abiertas • VC3 cerrada • VC5 y VR1 cerradas 	2
$8.50 \leq Q_i < 10.59$	Hacia la PAT1 y PAT2 se derivan 8.50 l/s (4.25 l/s para cada máquina), y el resto es derivado a la válvula reductora de presión.	<ul style="list-style-type: none"> • VC1, VC2 y VC4 abiertas • VC3 cerrada • VC5 abierta • VR1 actuando. 	2
$10.59 \leq Q_i < 12.75$	Todo el caudal es derivado a la PAT1, PAT2 y PAT3 (mismo caudal para cada máquina). No se deriva nada de caudal a la válvula reductora de presión.	<ul style="list-style-type: none"> • VC1, VC2, VC3 y VC4 abiertas • VC5 y VR1 cerradas 	3
$12.75 \leq Q_i$	Hacia la PAT1, PAT2 y PAT3 se derivan 12.75 l/s (4.25 l/s para cada máquina), y el resto es derivado a la válvula reductora de presión.	<ul style="list-style-type: none"> • VC1, VC2, VC3 y VC4 abiertas • VC5 abierta • VR1 actuando. 	3

Como se observa para valores inferiores a 1.59 l/s todo el caudal debe ser derivado y no turbinado. A partir de este valor la puesta o parada de las máquinas se realiza con el criterio de obtener la máxima potencia instantánea. Este criterio finalmente se traduce en la parada o puesta en marcha de las diferentes máquinas en función del valor del caudal por línea. Cuando las máquinas llegan a su máximo caudal de turbinado (4.25 l/s), se mantiene este caudal pero obliga al sistema a derivar caudal sin turbinar. En el paso de funcionamiento de la PAT1 a la PAT2, este caudal derivado llega a ser hasta un 32.35 % del total. A partir de 12.75 l/s el caudal no turbinado empieza a

aumentar y llega hasta un 79.87% del total (para el caudal máximo por línea). La válvula reductora de presión, trabaja siempre reduciendo 5.75 m para diferentes caudales (línea 1020), lo que implica que el valor de K_v varíe con el tiempo. Los valores de K_v son mostrados en la Figura 21.

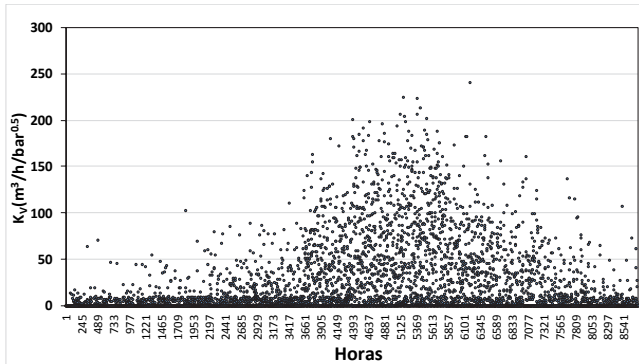


Figura 21. Valor coeficiente K_v (línea 1020)

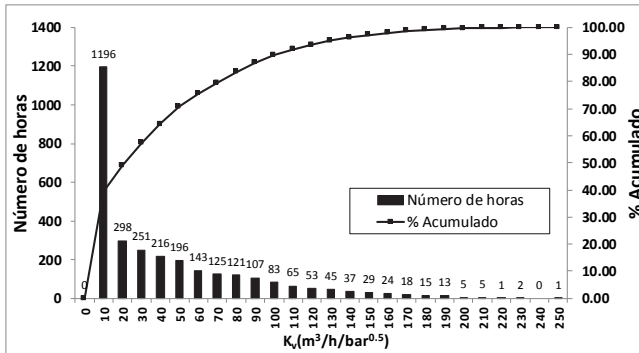


Figura 22. Distribución de frecuencias para el coeficiente K_v (línea 1020)

El máximo valor para K_v ha sido de $240.40 \frac{m^3/h}{bar^{0.5}}$ y el mínimo de $0.48 \frac{m^3/h}{bar^{0.5}}$, que será el rango que deberá contener la válvula de regulación seleccionada. La Figura 22 muestra la distribución de frecuencias para rangos de valores del coeficiente K_v . Finalmente, la Figura 23 muestra la localización de los sistemas de recuperación acorde a la solución presentada.

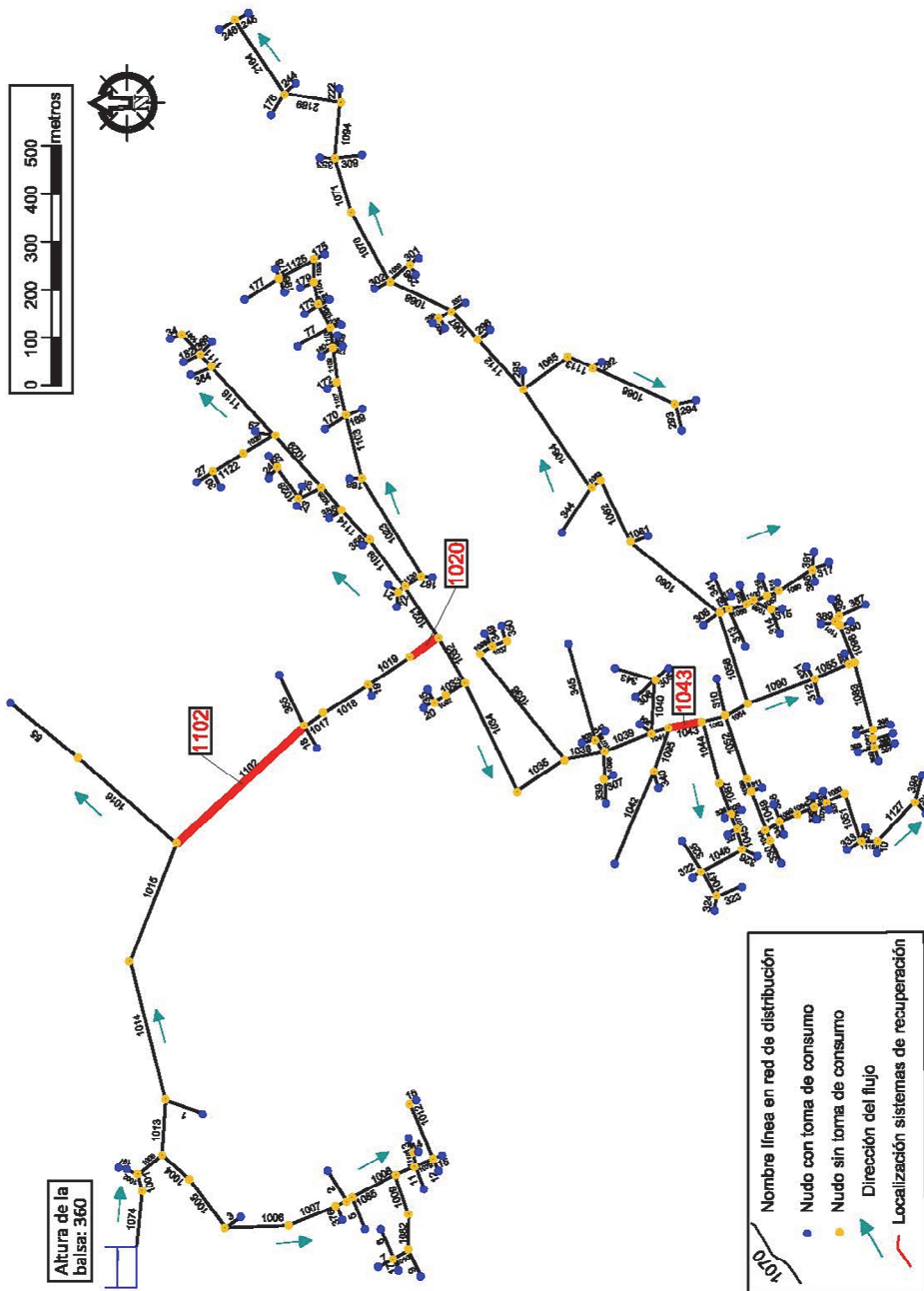


Figura 23. Localización de grupos para solución propuesta de N=3

Conclusiones

El presente capítulo aborda el desarrollo de una metodología de optimización que permite, conocida la demanda a lo largo del tiempo de los nudos, la determinación de los caudales circulantes y a partir de estos, la determinación de las alturas teóricas recuperables. Conocidos los parámetros de caudal y alturas recuperables, la metodología optimiza la localización de grupos de sistemas de recuperación instalados en serie que permitan maximizar la energía recuperable. La optimización incluye la selección de máquinas y optimización en la regulación de acuerdo a la estrategia establecida y que fue desarrollada en el capítulo anterior. Finalmente, se ha aplicado a un caso de estudio, concretamente a una red de riego, mostrando el gran potencial de esta herramienta para los gestores de sistemas de distribución para la mejora de eficiencia energética en las redes presurizadas.

Análisis de viabilidad económica a través del uso de sistemas con *PAT*

Pérez-Sánchez, M^a, Sánchez-Romero, FJ^b, Ramos, HM^c, .López Jiménez, PA^a

^aDepartamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València.

^bDepartamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria. Universitat Politècnica de València.

^cCERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.

Resumen

Un análisis completo de la instalación de sistemas de bombas funcionando como turbinas implica conocimiento de aspectos económicos. Es evidente que los beneficios de la recuperación energética son energéticos, ambientales y económicos. Sin embargo, no es sencillo cuantificar los mismos para proponer la viabilidad del sistema conjunto. El presente capítulo aborda estos aspectos, haciendo una propuesta sobre cómo estimar esta viabilidad de forma sistemática y poniéndolo de manifiesto en un caso de estudio concreto, mostrando las capacidades del método para hacer cuantificaciones y comparaciones de diversas configuraciones y metodologías de estimación económicas.

Palabras clave: *Viabilidad económica; VAN; TIR; Optimización*

Abstract

A complete analysis of *PAT* facility implies the knowledge of the economic aspects. It is clear that the benefits of energy recovery are energy, environmental and economic. However, it is not easy to quantify them to propose the feasibility of the joint system. This chapter addresses these aspects, making a proposal on how to estimate this feasibility systematically and highlighting it in a specific case study, showing the capabilities of the method to make quantifications and comparisons of various configurations and methodologies of economic data.

Keywords: *Feasibility; NPV; IRR; optimization*

1. Introducción y objetivos

A lo largo del presente libro se ha hecho énfasis en los aspectos técnicos y energéticos de las bombas funcionando como turbinas, sin embargo, es fundamental en la decisión final de la instalación el incluir también aspectos económicos y principalmente en la relación entre costes y beneficios que se producen a lo largo de la vida útil de este tipo de instalaciones. El cálculo de diferentes índices económicos debe permitir a los gestores decidir sobre las diferentes soluciones y su viabilidad, proporcionando índices evaluadores de tipo económico que engloben tanto los aspectos técnicos y energéticos (e.g., energía recuperada, potencia a instalar, número de máquinas), como los aspectos económicos involucrados (e.g., coste de la instalación, beneficios).

En el presente capítulo se describen los parámetros económicos básicos a tener en cuenta para el análisis de este tipo de instalaciones, así como los diferentes métodos de evaluación económica. Finalmente se presenta un ejemplo práctico.

2. Consideraciones iniciales

La instalación de los sistemas de recuperación genera unos costes que pueden ser clasificados en dos clases: costes de inversión inicial (*IC* por su acrónimo en inglés *Investment Costs*) y costes anuales (*AC* por su acrónimo en inglés *Annual Costs*) (i.e., explotación, mantenimiento y repuestos). De igual forma dentro de los costes anuales pueden aparecer los costes de sustitución de las máquinas (*RC* por su acrónimo *Replace Costs*). Los costes de sustitución surgen cuando se pretende explotar la red de distribución de riego durante un tiempo superior al tiempo de vida de las bombas (Portela, 1988; 2000). Asimismo, los ingresos que proporciona un sistema de recuperación se clasifican en dos clases: ingresos anuales (*AI* por su acrónimo en inglés *Annual Income*) e ingresos por el valor residual de la inversión (*RI* por su acrónimo en inglés *Residual Income*). A continuación, se describen con más detalle cada uno de las clases de costes e ingresos comentados.

2.1. Costes de inversión inicial (*IC*)

Estos costes contemplan la inversión inicial para la ejecución, instalación y funcionamiento de los sistemas de recuperación, siendo igual a:

$$IC = IC_{\text{electrico}} + IC_{\text{electronico}} + IC_{\text{conex.}} + IC_{\text{autoconsumo}} + IC_{\text{civil}} + IC_{\text{valv.bas}} + IC_{\text{valv.esp}} + IC_{\text{conducc}} + IC_{\text{PATs}} + IC_{\text{caudal}} + IC_{\text{impuestos}} + IC_{\text{ing}} \quad \text{Ecuación 1}$$

considerando todos los costes en €, siendo:

- $IC_{\text{electrico}}$: Costes de los equipos eléctricos e instalación, para el funcionamiento de las máquinas.
- $IC_{\text{electronico}}$: Costes de los equipos electrónicos a instalar e instalación, para el funcionamiento de las máquinas.
- $IC_{\text{conex.}}$: Costes de la conexión al sistema eléctrico donde se incluye transformador y línea.

- $IC_{\text{autoconsumo}}$: Costes para el autoconsumo de la energía producida, donde se incluyen en este concepto, los sistemas necesarios para el aprovechamiento de la energía en caso de no conexión con la red eléctrica.
- IC_{civil} : Costes de la obra civil a ejecutar para la instalación del sistema de recuperación y alojamiento del resto de elementos necesarios.
- $IC_{\text{valv_bas}}$: Costes de la valvulería básica (e.g., válvulas de corte, ventosas), incluyendo carretes de desmontaje e incluso monitorización y motorización.
- $IC_{\text{valv_esp}}$: Costes de la valvulería especial (e.g., válvulas reductoras de presión, válvulas de control de caudal) incluyendo carretes de desmontaje e incluso monitorización y motorización.
- IC_{conducc} : Costes de las conducciones de conexión.
- IC_{PATs} : Costes de las máquinas a instalar.
- IC_{caudal} : Costes de los caudalímetros incluso monitorización.
- $IC_{\text{impuestos}}$: Costes de los impuestos por la instalación y puesta en funcionamiento del sistema.
- IC_{ing} : Costes de estudio e ingeniería. Estos costes hacen referencia a los estudios, diseño, planificación e incluso dirección de ejecución.

2.2. Costes anuales (AC)

Estos costes hacen referencia a los costes de explotación anual de los sistemas de recuperación a lo largo de la vida útil del sistema, siendo igual a:

$$AC = AC_{\text{inversión}} + AC_{\text{mantenimiento}} + AC_{\text{operación}} + AC_{\text{impuestos}} \quad \text{Ecuación 2}$$

considerando todos los costes en €, siendo:

- $AC_{\text{inversión}}$: Costes de inversión a lo largo de la vida útil de la instalación, en relación a posibles ampliaciones, cambios en las instalaciones, elementos y/o máquinas, entre otros. En estos costes quedarían incluidos los costes de sustitución de las máquinas.
- $AC_{\text{mantenimiento}}$: Costes de mantenimiento de las instalaciones.
- $AC_{\text{operación}}$: Costes de operación. En estos costes quedarían incluidos el gasto de personal necesario, así como otros costes asociados a la operación de los sistemas.
- $AC_{\text{impuestos}}$: Costes por impuestos. Estos costes hacen referencia a los impuestos anuales y periódicos.

2.3. Ingresos anuales (AI)

Estos ingresos hacen referencia a los ingresos anuales que se genera en la instalación por venta de energía o por beneficio de autoconsumo. Además, pueden incluir otro tipo de beneficios debido a la disminución de fugas y disminución de las emisiones de CO₂.

$$AI = AI_{\text{energía}} + AI_{\text{fugas}} + AI_{\text{CO}_2} \quad \text{Ecuación 3}$$

siendo:

- $AI_{energía}$: Ingresos por venta de energía o por autoconsumo en €.
- AI_{fugas} : Beneficio en € que se produce por la disminución de fugas en la red de distribución.
- AI_{CO_2} : Beneficio que se produce por la disminución en emisiones de CO₂ en comparación con otros sistemas de generación de energía.

Estos beneficios de “sostenibilidad” pueden ser importantes, sobre todo el relacionado con la reducción de fugas. No obstante, el análisis de dichos valores no es abordado en este documento, aunque por su importancia pueden ser considerados por el gestor responsable a la hora de establecer los beneficios de la instalación de sistemas de generación renovables. La reducción de fugas está fuertemente ligada a la mejora de la eficiencia energética de los sistemas y, por tanto, su reducción puede conducir a reducir el consumo “kW/m³” de nuestra instalación, ya no por la generación sino por la reducción de las fugas.

Finalmente, los ingresos por valor residual (RI) tienen en cuenta los posibles ingresos por venta de los diferentes elementos una vez ha terminado su función en la instalación.

3. Métodos de evaluación económica

Por tanto, aunque la energía recuperable es significativa en la mayoría de los casos, es necesario llevar a cabo un análisis de viabilidad económica del proyecto. La propuesta de mejora energética será viable económicamente cuando los flujos de caja establecidos sean capaces de devolver el capital de la inversión inicial con un interés adecuado. El grado de conveniencia de un proyecto se dispone de indicadores financieros. Estos indicadores financieros se pueden clasificar en métodos estáticos y métodos dinámicos.

3.1. Métodos estáticos

Estos métodos proporcionan de una manera simple y rápida el cálculo de diferentes índices financieros, obteniendo información económica de las diferentes soluciones planteadas.

Período simple de retorno (PSR) o “Payback”

El PSR mide el número de años requeridos para recuperar el capital invertido en el proyecto y empezar a obtener beneficios. Su cálculo se realiza como:

$$PSR = \frac{IC}{BNA} \quad \text{Ecuación 4}$$

siendo:

IC : Inversión inicial en € definida en la Ecuación.1.

BNA : Beneficio Neto Anual en €, que se define como:

$$BNA = AI - AC \quad \text{Ecuación 5}$$

siendo AI los ingresos anuales netos en € definidos por la Ecuación 3 y AC los costes anuales en € definidos por la Ecuación 2. El PSR no considera los flujos de caja y, por lo tanto, no es capaz de estimar la eficiencia de la inversión a lo largo de la vida útil. Además, no tiene en cuenta directamente el coste de oportunidad del capital. Este método es un indicador rápido y simple de decisión. En el capítulo anterior se utiliza este indicador para la selección de soluciones factibles.

Retorno de la inversión (ROI)

El método de retorno de la inversión se calcula como el porcentaje del promedio de los beneficios totales obtenidos menos los costes iniciales de inversión, respecto a los costes iniciales de inversión.

$$ROI = \frac{BN-IC}{IC} \cdot 100 \quad \text{Ecuación 6}$$

donde: BN es el beneficio total obtenido en € e IC es la inversión inicial definida en la Ecuación 1. Este índice permite una estimación rápida de las ganancias netas del proyecto y proporciona un indicador válido de comparación entre diferentes proyectos. Para el cálculo de BN se deben considerar los rendimientos de toda la vida útil del proyecto (a diferencia del método PSR que solo considera el período que lleva recuperar la inversión original). Este método ignora el valor temporal del dinero al igual que el PSR .

3.2. Métodos dinámicos

Estos métodos son más complejos que los métodos estáticos, ya que tienen en cuenta el valor del dinero a lo largo del tiempo, calculando los flujos de caja a partir de los beneficios y costes a lo largo de la vida útil de la instalación.

Valor actualizado neto (VAN)

El VAN representa la suma acumulada de todos los ingresos menos todos los costes, esperados durante el tiempo de vida del proyecto, con una tasa de descuento. La tasa de descuento o tasa de actualización, k , permite asignar un valor a los flujos de caja que ocurren en diferentes momentos. Si n representa el periodo de n años (vida del proyecto), el valor de una unidad monetaria en el presente cambiará en el año n por $(1+k)^n$ unidades monetarias. El valor de una unidad monetaria en el año n cambiará en el presente por $1/(1+k)^n$ unidades monetarias (Portela, 2000). El VAN viene dado por la expresión:

$$VAN = -IC_0 + \sum_{i=1}^{i=n} \frac{AI_i - AC_i}{(1+k)^i} + RI_n \quad \text{Ecuación 7}$$

donde: IC_0 es la inversión inicial en € en el año 0; AI_i son los ingresos anuales en el año i ; AC_i son los costes anuales en € en el año i ; RI_n es el valor residual recuperado en € en el año n .

Si el VAN es positivo, la inversión producirá beneficios por encima de la rentabilidad exigida y, por tanto, el proyecto puede aceptarse. En el caso de que sea negativo, la inversión producirá pérdidas y el proyecto debe rechazarse, aunque dado el caso, debi-

do a que tiene un componente de desarrollo y social elevado, puede llevarse a cabo si el gestor así lo considera.

El cálculo del *VAN* se suele realizar para períodos de vida útil de entre 20 y 30 años, ya que, debido a las técnicas de descuento utilizadas, tanto los gastos como los ingresos se vuelven insignificantes con un mayor número de años. Los resultados obtenidos son muy sensibles a la tasa de descuento y, por lo tanto, este valor debe ser elegido cuidadosamente o realizar un análisis de sensibilidad que permita escoger y conocer la variación del *VAN* frente a este parámetro. Generalmente los valores de la tasa de descuento suelen variar entre un 5% y 12%, dependiendo de la tasa de inflación.

La elaboración de los flujos de caja a lo largo de la vida útil de la instalación, permite calcular el paso de flujos de caja negativos a positivos. Los años en los que se produce este paso se denomina *años de retorno de la inversión*, y permite estimar el momento temporal en el que la inversión empieza a ser rentable y produce beneficios netos positivos.

Tasa interna de retorno (TIR)

El *TIR* es la tasa de descuento que hace el *VAN* igual a cero, proporcionando la rentabilidad del proyecto. Este índice puede interpretarse como la tasa de interés que permite recuperar la inversión. Si el valor del *TIR* es menor que el interés a pagar si se financia la inversión mediante un préstamo, o menor que el posible interés obtenido si el dinero de la inversión se invirtiera en un depósito bancario, el proyecto se debería descartar desde el punto de financiero.

Inversiones con mayor *VAN* y *TIR*, son aquellas que presentan una mayor rentabilidad. Puede ocurrir que un proyecto A presente mayor *TIR* que un proyecto B y un valor de *VAN* menor que el del proyecto B para la tasa de descuento con la que estamos trabajando. En este caso debemos seleccionar el proyecto que presente mayor *VAN*, independientemente de que su *TIR* sea inferior al del otro proyecto, siempre y cuando la *TIR* sea mayor o igual a la tasa de descuento empleada. El cálculo del *TIR* también permite distinguir entre proyectos con igual *VAN*, eligiéndose aquellos que tengan un mayor valor de *TIR*.

Para calcular la *TIR*, se utiliza un proceso de iteración, mediante el cual se varía la tasa de descuento hasta que el flujo de caja neto se reduce a cero.

Ratio Beneficio/costes (RB/C)

Este índice es la ratio entre los ingresos totales (ingresos anuales + valor residual) entre los costes totales (suma de costes anuales más inversión inicial).

$$RB/C = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{AI_i}{(1+k)^i} + RI_n}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{AC_i}{(1+k)^i} + IA_0} \quad \text{Ecuación 8}$$

El *RB/C* es una comparación entre los flujos de ingresos y los flujos de gastos. Los proyectos con un *RB/C* menor que 1 se descartan.

El análisis mediante índices financieros es necesario llevarlo a cabo para que, una vez se ha aplicado la metodología de optimización descrita en el capítulo anterior del

presente libro, y se obtiene la solución para diferentes grupos de sistemas de recuperación, poder analizar que sistemas de recuperación son viables. Esto permitirá una primera selección para posteriormente, poder acometer la selección y diseño más detallado en una fase de proyecto. La aplicación de estos métodos permite la estimación de índices financieros que proporcionan criterios para poder adoptar la decisión final de inversión en este tipo de instalaciones.

Este tipo de métodos llevan implícitos cierta incertidumbre y, por lo tanto, es recomendable realizar análisis de sensibilidad frente a los diferentes parámetros, que proporcionen información adicional sobre el aspecto económico de la instalación. Además, algunos parámetros como la tasa de descuento se suelen mantener constantes a lo largo de todo el análisis. Algunos estudios recientes sugieren que el uso de una tasa de descuento decreciente es más apropiado para proyectos a largo plazo (vida útil ≥ 30 años), y en particular en proyectos de infraestructuras. Por ejemplo, en el caso del cambio climático, se pueden introducir los beneficios de la reducción de emisiones de CO₂, que solo serán significativos en un futuro lejano. Cuando se utiliza una tasa de descuento constante, este tipo de beneficios prácticamente se anulan, lo que proporciona pocos incentivos a realizarlos.

Sin embargo, con una tasa de descuento decreciente se pone mayor énfasis en los costes e ingresos en un futuro lejano, lo que influye en hacer más atractivas este tipo de inversiones. Otro foco de incertidumbre se genera en la adopción de precios de mercado constantes relativos al primer año de explotación (Portela, 2000). Este hecho puede distorsionar los resultados, si en un futuro existen cambios inesperados en estos parámetros. Por tanto, es recomendable estudiar diferentes escenarios de precios de venta de energía.

4. Caso de estudio

Lo descrito hasta ahora, se aplica en un caso de estudio concreto. En este caso de estudio se adapta el análisis desarrollado por Montero, (2018). El caso de estudio está centrado en la red de riego ubicada en un municipio de la provincia de Valencia (España), particularmente en el "sistema de agua de Canyoles" (Figura 1a). La red presurizada suministra a 383 ha, donde los cultivos principales son cítricos y el agua es almacenada en una balsa, abastecida desde un sondeo. La longitud total de las conducciones es de 44 km, donde los diámetros están entre 32 y 500 mm con diferentes materiales. Finalmente, la red cuenta con 404 puntos de riego, abasteciendo a los diferentes cultivos (Figura 1b).

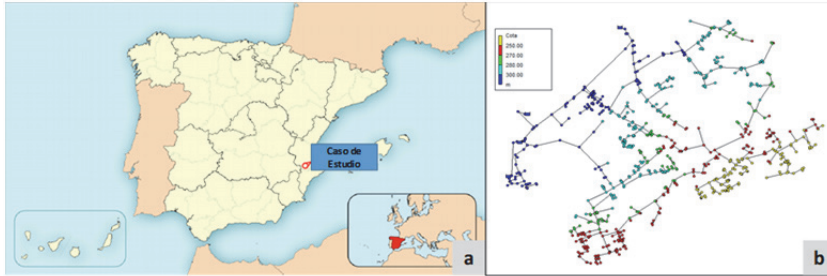


Figura 1. (a) Localización Caso de Estudio. (b) Modelización de la red

4.1. Hipótesis de cálculo

Con el objetivo de realizar un análisis de sensibilidad respecto a los parámetros financieros más significativos, se analizan las siguientes situaciones:

- Años vida útil 20,25 y 30 años.
- Tasa de descuento 2.5, 5, 7.5 y 10 %

Para evaluar posibles cambios futuros en los precios de la energía se analizan tres escenarios distintos:

- *Escenario neutro*, en el que se supone que el precio de la energía se mantiene igual a lo largo de la vida útil de las instalaciones. El precio medio de venta de energía considerado es de 0.0842 €/kWh (Pérez-Sánchez *et al.*, 2018).
- *Escenario optimista*, donde se contempla un aumento del precio de venta de la energía en un 20% (0.10104 €/kWh)
- *Escenario pesimista*, donde el precio de venta de la energía se ve reducido un 20% (0.07016 €/kWh) y los costes de operación aumentan un 20%.

Se realiza una comparación con cinco soluciones óptimas según metodología descrita en el capítulo anterior. Estas soluciones se muestran en la Tabla.1.

Tabla 1. Resultados para las configuraciones óptimas obtenidas

Nº sistemas de recuperación			SR1	SR2	SR3	SR4	SR5
1	E_t (kWh/año)	29004.31	29004.31				
	P_{inst} (kW)	9.74	9.74				
2	E_t (kWh/año)	41669.73	29004.31	12665.42			
	P_{inst} (kW)	14.87	9.74	5.13			
3	E_t (kWh/año)	48186.67	29004.31	9567.37	9615.00		
	P_{inst} (kW)	17.07	9.74	3.84	3.49		
4	E_t (kWh/año)	50140.16	29004.31	9567.37	3437.93	8130.56	
	P_{inst} (kW)	17.24	9.74	3.83	1.72	2.79	
5	E_t (kWh/año)	50686.17	29004.31	9567.37	6978.35	4781.22	354.92
	P_{inst} (kW)	17.41	9.74	3.83	2.37	1.94	6.15

Inversión inicial

Con el objetivo de simplificar el estudio económico se diseña una instalación tipo para todos los sistemas de recuperación. Los elementos que conforman este sistema tipo son:

- Tuberías $\phi 300$ mm con una longitud total 5 m.
- Tuberías $\phi 140$ mm con una longitud total 9 metros.
- 1 válvula de mariposa motorizada $\phi 200$ mm.
- 7 válvula de mariposa motorizada $\phi 150$ mm.
- 1 válvula reguladora motorizada (ϕ variable en función de Q y H).
- 6 carretes de desmontaje $\phi 140$ mm.
- 3 TE 300/300/300.
- 5 TE 300/140.
- 5 TE 300/300/140.
- 3 PAT (no se disponen de PAT suplentes).

La Figura 2 muestra el esquema de los elementos necesarios.

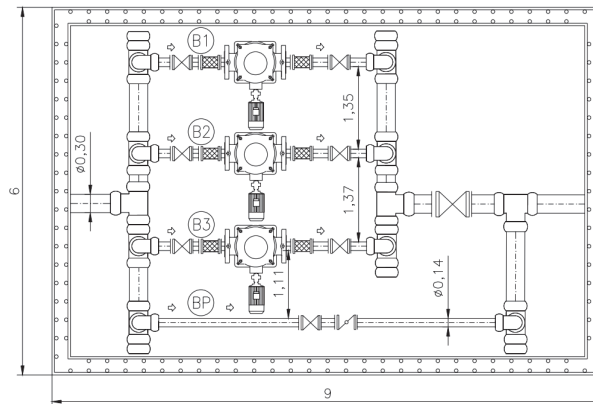


Figura 2. Esquema de elementos necesarios en un sistema de recuperación con tres PAT (B1, B2 y B3)

La evaluación económica de los elementos anteriores a excepción de las PAT, asciende a 12777.94 € (Montero, 2018).

El precio de las PAT es determinado mediante la expresión propuesta por Novara *et al.*, (2016)

$$IC_{PATs} (\text{€}) = P \cdot 826.42 \cdot P^{-0.292} \tag{Ecuación 9}$$

donde P corresponde a la potencia instalada en kW. Para un número de turbinas a instalar igual a N la ecuación se aplicará como:

$$IC_{PATs} (\text{€}) = N \cdot 826.42 \cdot \left(\frac{P}{N}\right)^{0.703} \tag{Ecuación 10}$$

Este precio se ve incrementando en un 10% para incluir los elementos eléctricos y electrónicos necesarios para el funcionamiento de las máquinas.

Cada grupo de PAT irá instalado en una caseta subterránea o arqueta. Del mismo modo que en la instalación, independientemente del tamaño de las PAT se ha diseñado una caseta tipo. La arqueta consistirá en un paralelepípedo enterrado de 9x6 metros de base y de una altura de 2.5 metros, muros y fondo de espesor de 30 cm, con una losa de 15 cm que servirá de tapa movable. En la Figura 9.3 se muestra un esquema de la arqueta de alojamiento de las PAT

El coste de la obra civil necesaria para la ejecución de la arqueta se ha estimado en 7936.40 €. Se estima que el coste de los elementos necesarios para la utilización de la energía es de 1500 € y 500 € el importe total de impuestos. Para los gastos en ingeniería se estima del 3% del total, descontando impuestos. Por lo tanto, la inversión inicial y sus componentes quedará según la Tabla 2, sin considerar los costes de legalización que dependen de la normativa.

Tabla 2. Desglose para la inversión inicial

Concepto	Cuantía (€)
$IC_{valv_bas} + IC_{valv_esp} + IC_{conducc} + IC_{caudal}$	12777.94
IC_{PATs}	Según Ecuación 10
$IC_{electrico} + IC_{electronico}$	$0.10 \cdot IC_{PATs}$
IC_{civil}	7936.40
$IC_{conex.} + IC_{autoconsumo}$	1500
$IC_{impuestos}$	500
IC_{ing}	$0.03 \cdot (IC - IC_{impuestos} - IC_{ing})$

Ingresos anuales

Los ingresos anuales vendrán dados por la venta de energía o el propio autoconsumo realizado por la entidad. Se supone que la energía generada se mantiene constante a lo largo de todo el período de estudio, calculándose los ingresos como:

$$AI_{energía} = E \cdot P_E$$

Ecuación 11

siendo E energía generada en un año en kWh/año y P_E precio de venta de energía en €/kWh En el caso de autoconsumo, el precio de venta será el precio que se paga por la energía que se deja de consumir. Los precios de energía considerados para cada escenario son para el escenario neutro de $P_E = 0.0842$ €/kWh, para el escenario optimista de $P_E = 0.10104$ €/kWh) y para el escenario pesimista de $P_E = 0.07016$ €/kWh.

No se consideran otro tipo de ingresos derivados de subvenciones o ayudas a la instalación de sistemas de generación renovables.

Costes anuales

Los costes de mantenimiento y operación se obtendrán como

$$AC_{mantenimiento} + AC_{operación} = E \cdot C_0$$

siendo C_0 el coste unitario de operación y mantenimiento en €/kWh). Los costes de energía considerados para cada escenario son para el escenario neutro y escenario optimista de $C_E = 0.0145$ €/kWh y para el escenario pesimista de $C_E = 0.0174$ €/kWh.

No se consideran costes por sustitución ni nuevas inversiones, ni pago de impuestos ($AC_{inversión} = AC_{impuestos} = 0$).

Ingresos por valor residual

Se consideran unos ingresos adicionales al final de la vida útil de la instalación de un 10% de la inversión inicial, como valor residual de los elementos instalados.

A continuación, se realizan los cálculos detallados para la solución óptima con un sistema de recuperación, eligiéndose el caso para una vida útil de 30 años, una tasa de descuento de 5% y un escenario neutro en precio de la energía.

4.2. Caso de solución óptima con un sistema de recuperación

Años útil instalación=30 años

Tasa de descuento=5 %

Escenario neutro: $P_E = 0.0842$ €/kWh y $C_E = 0.0145$ €/kWh

La energía recuperada anualmente es de 29004.31 kWh/año y la potencia máxima a instalar de 9.74 kW.

Cálculo de la inversión inicial

La inversión a realizar en las máquinas quedará como:

$$IC_{PATs} = 3 \cdot 826.42 \cdot \left(\frac{9.74}{3}\right)^{0.708} = 5707.16 \text{ €}$$

Los elementos eléctricos y electrónicos para el funcionamiento de las máquinas:

$$IC_{electrico} + IC_{electronico} = 570.16 \text{ €}$$

Los trabajos de diseño, ingeniería y dirección:

$$IC_{ing} = 854.77 \text{ €}$$

El total de la inversión inicial según Tabla.2. ascenderá a $IC = 29846.98$ €

Cálculo del valor residual de la inversión

$$RI_0 = 0.1(29846.98 - 854.77) = 2899.22 \text{ €}$$

Este importe es recogido al final de la vida útil, por lo tanto, el valor actual del valor residual quedará como:

$$RI_n = \frac{RI_0}{(1+k)^n} = \frac{2899.22}{(1+0.05)^{30}} = 670.81 \text{ €}$$

Cálculo de los beneficios anuales:

Los ingresos y costes anuales (año 0) sería igual a:

$$IA_0 = 0.0842 \cdot 29004.31 = 2442.16 \text{ €}$$

$$CA_0 = 0.0145 \cdot 29004.31 = 420.56 \text{ €}$$

El beneficio neto anual (año 0) quedará como:

$$BNA_0 = IA_0 - CA_0 = 2442.16 - 420.56 = 2021.6 \text{ €}$$

Estos valores para cada año quedarán reducidos, por ejemplo, para el año final de la instalación, los valores actuales quedarán como:

$$IA_n = \frac{IA_0}{(1+k)^n} = \frac{2442.16}{(1+0.05)^{30}} = 565.06 \text{ €}$$

$$CA_n = \frac{CA_0}{(1+k)^n} = \frac{420.56}{(1+0.05)^{30}} = 97.30 \text{ €}$$

$$BNA_n = IA_n - CA_n = 565.06 - 97.30 = 467.76 \text{ €}$$

En la Tabla 3 se muestran los flujos de caja, suponiendo que la inversión se realiza totalmente el año 0, y al final de la vida útil se recupera el valor residual de la instalación. No se tienen en cuenta posibles préstamos e intereses para la financiación.

Tabla 3. Flujos de caja

Años	Inversión inicial	Ingresos anuales	Costes anuales	IA - CA	Flujo de caja
0	29846.98				-29846.98
1		2325.87	400.54	1925.33	-27921.65
2		2215.11	381.46	1833.65	-26088.00
3		2109.63	363.30	1746.33	-24341.66
4		2009.17	346.00	1663.18	-22678.49
5		1913.50	329.52	1583.98	-21094.51
6		1822.38	313.83	1508.55	-19585.96
7		1735.60	298.89	1436.71	-18149.25
8		1652.95	284.65	1368.30	-16780.95
9		1574.24	271.10	1303.14	-15477.81
10		1499.28	258.19	1241.09	-14236.72
11		1427.88	245.89	1181.99	-13054.73
12		1359.89	234.18	1125.70	-11929.03
13		1295.13	223.03	1072.10	-10856.93
14		1233.46	212.41	1021.05	-9835.88
15		1174.72	202.30	972.42	-8863.46
16		1118.78	192.66	926.12	-7937.34
17		1065.51	183.49	882.02	-7055.32
18		1014.77	174.75	840.02	-6215.31
19		966.45	166.43	800.02	-5415.29
20		920.43	158.51	761.92	-4653.37
21		876.60	150.96	725.64	-3927.73
22		834.85	143.77	691.08	-3236.65
23		795.10	136.92	658.18	-2578.47
24		757.24	130.40	626.83	-1951.64
25		721.18	124.19	596.98	-1354.66
26		686.84	118.28	568.56	-786.10
27		654.13	112.65	541.48	-244.62
28		622.98	107.28	515.70	271.08
29		593.31	102.17	491.14	762.22
30	670.81	565.06	97.31	467.75	1900.79

Según la Ecuación 7. el valor del VAN será igual a 1900.79 €, que coincide con el valor final del flujo de caja según Tabla.2. Los años de retorno de la inversión (paso de flujo de caja negativos a positivos) será igual a 27.474 años. El valor del TIR será de 0.052 muy cercano a la tasa de descuento. El valor para la ratio beneficio-costes quedará como:

$$RB/C = \frac{37542.03 + 670.81}{6465.08 + 29846.98} = 1.052$$

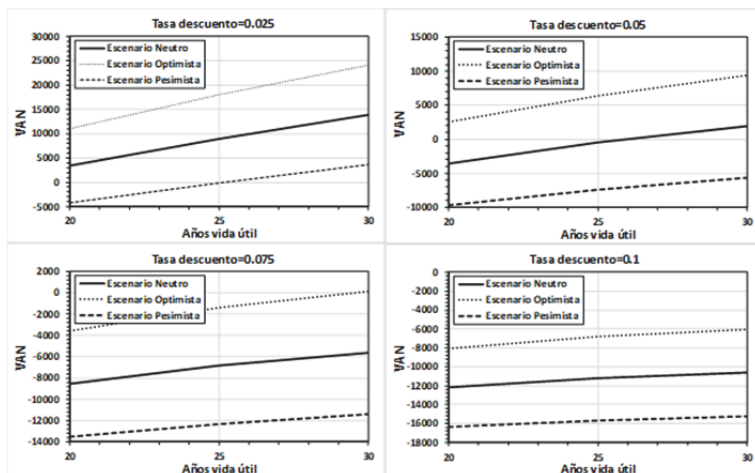


Figura 3. Valores para el VAN para la solución óptima de un sistema de recuperación

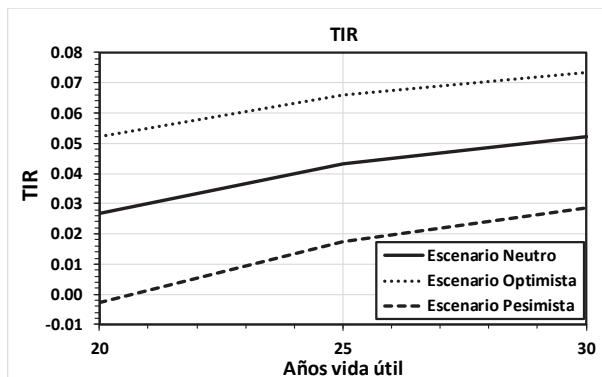


Figura 4. Valores para el TIR para la solución óptima de un sistema de recuperación

Como vemos para el caso estudiado, aunque el VAN sale positivo y el TIR ligeramente superior a la tasa de descuento, los años de recuperación de la inversión son excesivamente altos y muy cercanos al final de la vida útil de la instalación. El valor

obtenido para el RB/C es ligeramente superior a 1. En la Figura 3 se adjuntan los resultados para las otras situaciones y escenarios analizados:

El máximo valor para el VAN ha sido de 24070.93 € obtenido para un escenario optimista, 30 años y una tasa de descuento de 0.025. Para un escenario neutro el máximo valor obtenido ha sido de 13847.89 € para 30 años y una tasa de descuento de 0.025. Para el escenario pesimista solo se obtienen resultados positivos para el VAN para 30 años y una tasa de descuento de 0.025, en el resto de casos del escenario pesimista los resultados son siempre negativos.

A medida que las tasas de descuento aumentan el valor del VAN disminuye. Según la Figura 4. para un escenario neutro con tasas de descuento inferiores a 0.027 (20 años), 0.043 (25 años) y 0.052 (30 años), se obtendrían valores positivos para el VAN , para el resto de casos los valores serían negativos. Para el escenario pesimista y 20 años, el valor del TIR sale negativo, lo que indica que para cualquier valor de la tasa de descuento el VAN siempre saldrá negativo.

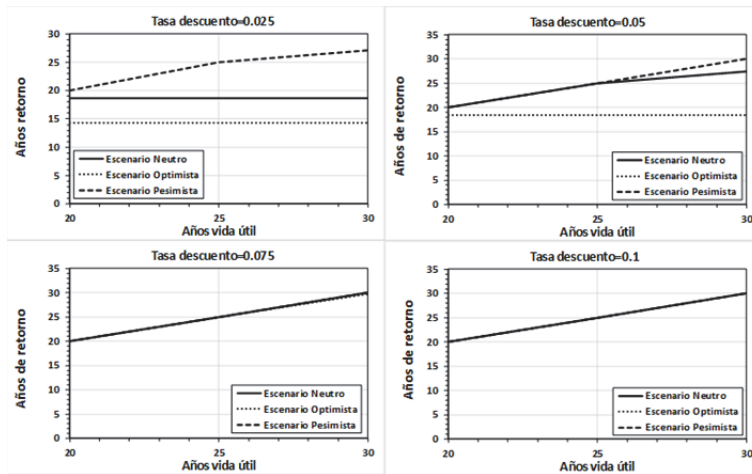


Figura 5. Años de retorno para la solución óptima de un sistema de recuperación

En la Figura 5 se muestran los años de retorno para cada tasa de descuento y escenario. Para los valores iguales a los años de vida útil, se indica que no se retorna la inversión. El menor valor obtenido ha sido de 14.29 para una tasa de descuento de 0.025, y un escenario optimista. Para el escenario neutro y la misma tasa de descuento se obtiene 18.66 años.

En la Figura 6 se adjuntan los valores para el RB/C . El máximo valor ha sido de 1.62 (escenario optimista, 30 años y tasa de descuento 0.025). Para el escenario neutro el máximo valor obtenido ha sido de 1.36 para 30 años y tasa de descuento de 0.025.

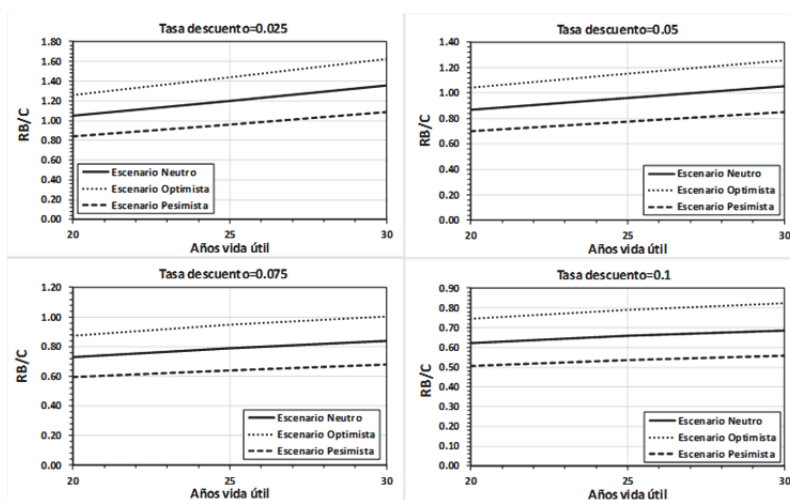


Figura 6. Valores para el RB/C para la solución óptima de un sistema de recuperación

4.3. Caso de solución óptima con dos sistemas de recuperación

La energía recuperada anualmente para este caso es de 41669.73 kWh/año y la potencia máxima a instalar de 14.87 kW. Esta energía es recuperada mediante dos sistemas de recuperación. El primer sistema de recuperación (*SR1*), tiene las mismas características que el caso analizado previamente por lo que los resultados son idénticos. El segundo sistema de recuperación (*SR2*) recupera 12665.42 kWh/año con una potencia máxima de 5.13 kW.

En la obtención de los resultados globales, para el *VAN* simplemente será la suma de los resultados obtenidos para cada sistema de recuperación. Para el *TIR*, años de retorno de la inversión y *RB/C*, se deben realizar el flujo de caja conjunto para obtener los resultados globales.

A continuación, se muestran los resultados para el *SR2*, y posteriormente los resultados globales para los dos sistemas de recuperación.

Para el caso de *SR2*, la inversión total a realizar asciende a 27487.66 €. En la Figura 7. se muestran los resultados para el *VAN* para el *SR2*. Se observa que, para cualquier escenario y situación, los valores son negativos, lo que indica que la inversión en un sistema de recuperación de estas características no es rentable.

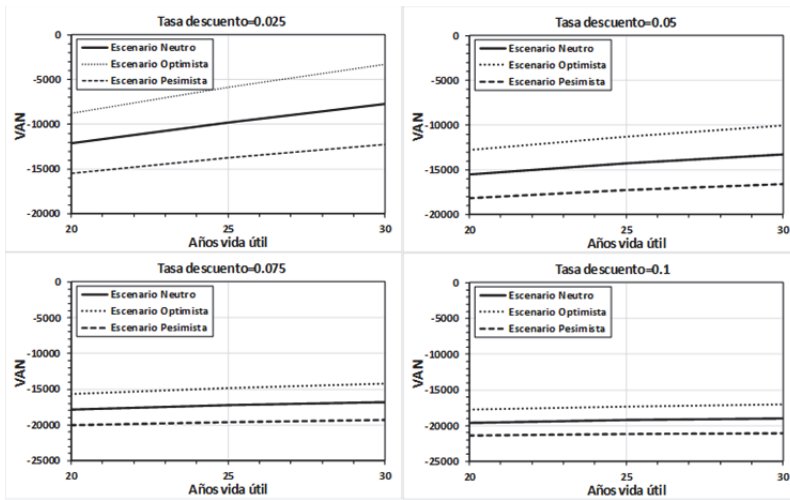


Figura 7. VAN para el SR2 de la solución óptima con dos sistemas de recuperación

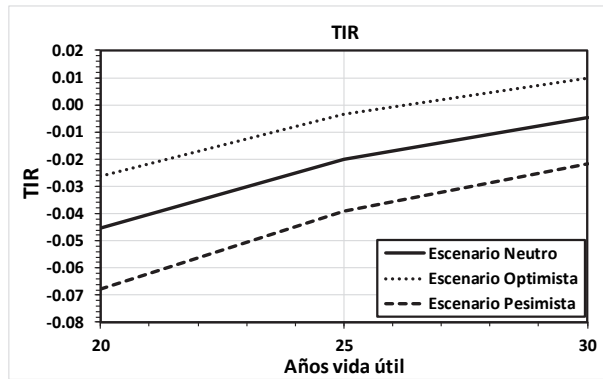


Figura 8. TIR para el SR2 de la solución óptima con dos sistemas de recuperación

En el caso del TIR, los valores obtenidos son negativos, excepto en el escenario optimista y 30 años, donde se obtiene un valor de 0.01 (menor que 0.025). Indicando por tanto que la inversión en ningún caso es rentable (Figura 8.).

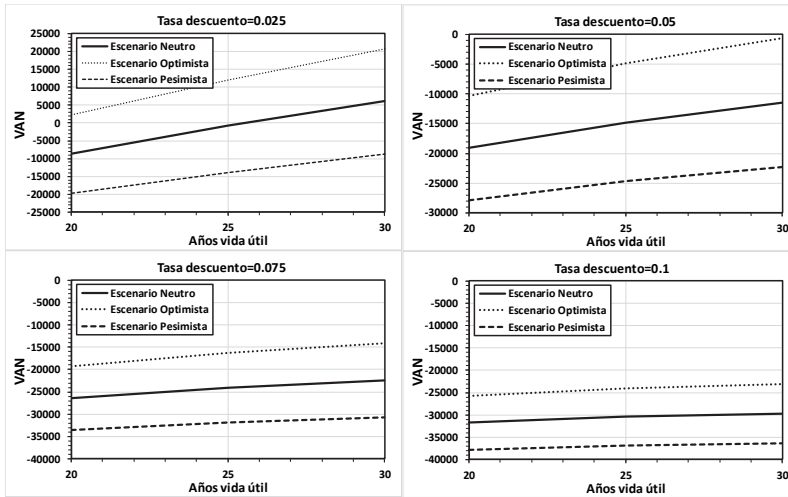


Figura 9. VAN para el global de la solución óptima con dos sistemas de recuperación

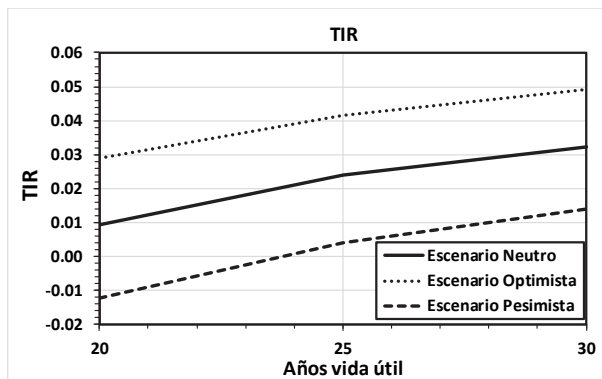


Figura 10. TIR para el global de la solución óptima con dos sistemas de recuperación

En los años de retorno no se obtienen nunca valores por debajo de la vida útil de la instalación, y para el índice RB/C , los valores obtenidos son siempre menores que 1. Si calculamos globalmente los resultados para esta solución óptima los valores para la VAN y el TIR, quedarán según las Figuras 9 y 10 respectivamente.

Para el escenario neutro, el VAN solo sale positivo y con un valor de 6110.05 € para 30 años y una tasa de descuento de 0.025. Este valor es inferior al obtenido para el caso de solución óptima con un solo sistema de recuperación. En el escenario optimista solo se obtienen valores positivos para tasas de descuento de 0.025, siendo siempre estos valores inferiores a los obtenidos para la solución óptima con un solo sistema de recuperación.

4.4. Caso de solución óptima con tres sistemas de recuperación

La energía recuperada anualmente para este caso es de 48186.67 kWh/año y la potencia máxima a instalar de 17.07 kW. Esta energía es recuperada mediante tres sistemas de recuperación. El primer sistema de recuperación (*SR1*), tiene las mismas características que el caso analizado previamente por lo que los resultados son idénticos. El segundo sistema de recuperación (*SR2*) recupera 9567.37 kWh/año con una potencia máxima de 3.84 kW y el tercer sistema de recuperación (*SR3*) recupera 9615.00 kWh/año con una potencia máxima de 3.49 kW.

Como se puede observar en la Figura 11, los valores obtenidos para los *TIR* para *SR2* y *SR3*, son para todos los escenarios y situaciones negativas, indicando que los valores para el *VAN* también son negativos, y por lo tanto señalando que la inversión en estos sistemas de recuperación no es rentable económicamente.

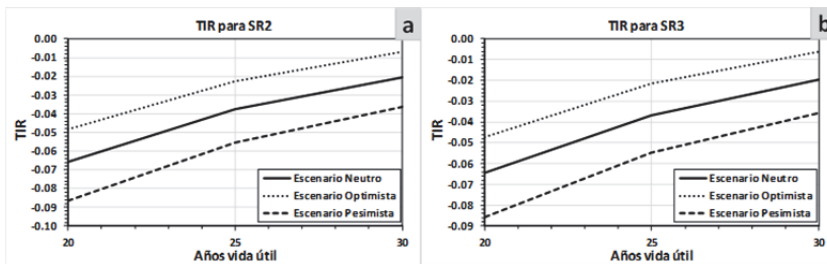


Figura 11. *TIR* para la solución óptima de 3 sistemas de recuperación (a) SR2 (b) SR3

En la Figura 12 se muestran los valores del *VAN* globales para la solución óptima de 3 sistemas de recuperación. Solo se obtiene un valor positivo (8047.85 €) para un escenario optimista, 30 años y una tasa de descuento de 0.025. Este valor es inferior a los obtenidos para la solución óptima de uno y dos sistemas de recuperación.

Para los casos óptimos de soluciones para cuatro y cinco sistemas de recuperación, los resultados obtenidos desde el punto de vista económico son peores que para tres sistemas de recuperación, por lo que no adjuntan los resultados.

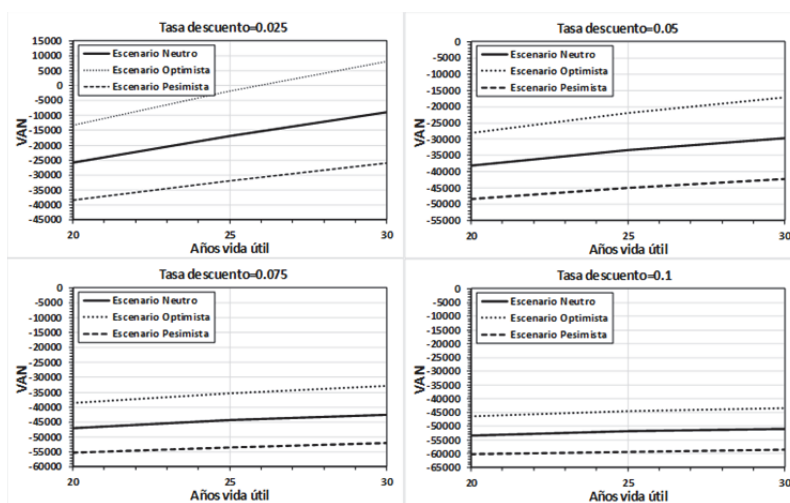


Figura 12. VAN globales para la solución óptima de 3 sistemas de recuperación

Conclusiones

El presente capítulo pone de manifiesto la necesidad de analizar la viabilidad de los sistemas de recuperación. Para ello se ha desarrollado una metodología de trabajo para llevar a cabo dicho análisis, teniendo en cuenta las expresiones necesarias para ello. Esta metodología ha sido aplicada a un caso de estudio, analizándose la viabilidad económica de la instalación de sistemas de recuperación mediante el cálculo de índices financieros. Estos índices permiten estudiar durante la vida útil de la instalación el flujo de caja y por tanto es posible determinar la rentabilidad de los sistemas. De los casos estudiados, la solución óptima con un solo sistema de recuperación es la más rentable desde el punto de vista económico. En el resto de casos, la adicción de nuevos sistemas de recuperación (con menor energía recuperada), disminuye los valores del VAN y del TIR, y por lo tanto disminuyen la rentabilidad global de las instalaciones. Un estudio más detallado de la obra civil e instalaciones complementarias para los diferentes sistemas de recuperación podría llevar a resultados más adecuados desde el punto de vista económico.

Aspectos eléctricos de la PAT

Costa Branco, P.J, Fernandes, JFP

Departamento de Engenharia Eletrotécnica e de Computadores. Instituto Superior Técnico.

Resumen

Hoy en día se sabe que se puede lograr una reducción significativa en el coste de capital de los equipos eléctricos si el motor de inducción de jaula de ardilla utilizado en los sistemas de bombeo se "transforma" en un generador de inducción. El motor de inducción "listo para usar" y la electrónica de potencia de motor de estado sólido estándar son relativamente económicos en comparación con los generadores síncronos de imanes permanentes personalizados o los generadores de inducción de rotor bobinado. En este contexto, el capítulo se centrará principalmente en los desarrollos mini-hidroeléctricos fuera de la red para plantas independientes, similares a los que se encuentran en comunidades aisladas y sitios de funcionamiento.

Saber cómo garantizar la autoexcitación de un generador de inducción (*Self Excite Induction Generator, SEIG*) y cómo esto afecta la eficiencia de la PAT (*Pump as Turbine, PAT*), se basa en la suposición de que el ingeniero hidráulico tiene una comprensión del miniproceso completo de desarrollo hidroeléctrico. En consecuencia, este capítulo también cubre los fundamentos de la ingeniería eléctrica y el diseño eléctrico general de los sistemas minihidroeléctricos aislados. Si bien este no es un tratamiento exhaustivo del tema, es una indicación del nivel de comprensión requerido para el diseño eléctrico PAT-SEIG

Palabras clave: Generador de inducción autoexcitado; generación autónoma de energía; condensadores de excitación; Motores eléctricos

Abstract

Today it is known that a significant reduction in the capital cost of electrical equipment is achievable if the squirrel-cage induction motor used in pump systems is "transformed" in an induction generator. The "off-the-shelf" induction motor and standard solid-state motor power electronics are relatively inexpensive in comparison to custom permanent-magnets synchronous generators or wound-rotor induction generators. In this context, the chapter will

mainly focus on off-grid mini-hydro developments for stand-alone plants, similar to those found in isolated communities and running sites.

Knowing how to guaranty the self-excitation of an induction generator (Self Excite Induction Generator, SEIG) and how this affects *PAT* efficiency (Pump as Turbine, *PAT*), is based on the assumption the hydraulic engineer has an understanding of the complete mini-hydro development process. Consequently, this chapter also covers the electric engineering fundamentals and general electrical design concerning isolated mini-hydro systems. While this is not an exhaustive treatment of the subject matter, it is an indication of the level of understanding required for the electrical *PAT*-SEIG design.

Keywords: Induction generator self-excited; autonomous power generation; excitation capacitors; Electric motors

1. Introducción y objetivos

El hecho de considerar la *PAT* un elemento de recuperación de energía hidráulica, no debe impedir que la parte eléctrica esté muy presente para poder alcanzar la eficiencia máxima. Precisamente, esa simbiosis “hidraulica-electricidad” es lo que conduce a que el diseño de estas instalaciones sea correcto y por tanto, de utilidad para los usuarios. No tiene sentido intentar en el máximo punto de eficiencia hidráulica de la máquina, si después, la eficiencia del generador es baja, bien por una mala selección o sencillamente porque la potencia del generador hace que su eficiencia no supere el 60%. Por tanto, el gestor debe buscar la máxima eficiencia global y en este caso, eso conlleva maximizar la eficiencia hidráulica y eléctrica de la máquina. Entre los objetivos de este capítulo se encuentra el introducir los conceptos básicos relacionados con la generación de la energía y la explicación del funcionamiento de un generador. Así mismo, se presentarán los esquemas de funcionamiento tanto conectados a red como aislados de la misma.

2. Principios generales. Potencias activa, reactiva y aparente. Placa identificativa de una máquina de inducción

En un sistema de *PAT* que utiliza una máquina de inducción que funciona como generador, siempre están presentes voltajes y corrientes sinusoidales que son variables en el tiempo. Las corrientes eléctricas fluyen hacia adelante y hacia atrás, cambiando de dirección a una velocidad determinada por la frecuencia de la red eléctrica (generador conectado a la red), o siguiendo una velocidad determinada por la velocidad de la turbina (generador aislado de la red). Algunas *PAT* pueden incluir interruptores electrónicos utilizados para controlar el voltaje y la corriente del generador, introduciendo así formas de onda no sinusoidales, haciendo su análisis más complicado y que no se aborda en este

capítulo. En este contexto, nos centraremos solo en circuitos eléctricos de corriente alterna (AC) lineales, ya que pueden ilustrar y explicar la mayoría de los aspectos clave de la electricidad en AC necesaria para las unidades de energía hidráulica.

2.1. Tensión alterna y señal de corriente (AC)

En general, la variación del tiempo de la onda de tensión de alterna, $u(t)$, y de la corriente $i(t)$ pueden ser definidas, respectivamente, mediante las siguientes expresiones

$$u(t) = \sqrt{2}U_{ef} \cos(\omega t + \alpha_{0,u}) \quad \text{Ecuación 1}$$

$$i(t) = \sqrt{2}I_{ef} \cos(\omega t + \alpha_{0,i}), \quad \text{Ecuación 2}$$

donde U_{ef} [V] e I_{ef} [A] son, respectivamente, los valores de voltaje efectivo (*rms*) y corriente; $\sqrt{2}U_{ef}$ y $\sqrt{2}I_{ef}$ son los valores de amplitud de voltaje y corriente; ω [rad/s] es la frecuencia angular eléctrica dada por $\omega = 2\pi f_{el}$, siendo f_{el} [Hz] la frecuencia eléctrica de las señales de voltaje y corriente; $\omega t + \alpha_{0,u}$ es la señal de fase; u al tiempo t , con $\alpha_{0,u}$ y $\alpha_{0,i}$ siendo los ángulos de fase del voltaje y corriente para $t = 0$.

Si cualquiera de los ángulos de fase iniciales es nulo, $\alpha_{0,u} = 0$ o $\alpha_{0,i} = 0$, la función se convierte en una onda cosenoidal que pasa por su valor máximo en $t = 0$. Esto puede considerarse como una forma de onda de "referencia". Otras formas de onda de voltaje y corriente con diferentes ángulos de fase iniciales se desplazan a lo largo del eje de tiempo con respecto a la forma de onda de referencia.

La Figura 1 muestra curvas sinusoidales genéricas con diferentes ángulos iniciales ($\alpha_{0,u} = 0$, en negro); $\alpha_{0,u} = -\pi/2$, en rojo; $\alpha_{0,u} = +\pi/2$, en azul). La curva negra es la referencia, con su punto máximo en $t = 0$, y puede describirse por $\cos(\omega t + 0)$. La curva azul está relacionada de antemano con la referencia, es decir, conduce con un ángulo de fase inicial de $+\pi/2$, descrita como $\cos(\omega t + \pi/2)$. Su máximo tiene lugar en $(\cos(\omega t + \pi/2) = 1)$, por tanto ocurre cuando $\omega t = -\pi/2 + k2\pi$. Por lo tanto, el punto máximo más cercano a $t=0$ es $\omega t = -\pi/2$, como se puede ver en la Figura 8.1. Por el contrario, la curva roja está retrasada en relación con la referenciada, con un ángulo de fase inicial de $-\pi/2$. En la figura también se puede ver que el período de las curvas es de 20 ms, que corresponde a una frecuencia eléctrica de 50 Hz.

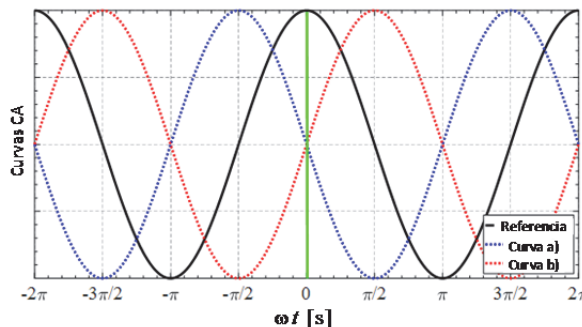


Figura 1. Curvas sinusoidales genéricas con diferentes ángulos iniciales, α_0, θ (negro), $-\pi/2$ (rojo) y $+\pi/2$ (azul)

2.1. Tipos de elementos en un circuito eléctrico

Para motivar la discusión que sigue, hay que tener en cuenta que todas las máquinas eléctricas rotativas, incluidos los generadores de inducción usados en PAT, tienen pérdidas de energía en forma de calor y dependen de los campos magnéticos para convertir la potencia mecánica en eléctrica y viceversa.

Los tres tipos básicos de elementos en los circuitos lineales son: *resistencias*, *inductores* y *condensadores*. Una *resistencia* representa la disipación de energía, es decir, la conversión de energía eléctrica en energía térmica. Un *inductor* representa un elemento ideal, es decir que no disipa energía, y almacena energía magnética. Un *condensador* significa un elemento ideal que almacena energía eléctrica. Aunque a menudo no se los puede considerar como elementos individuales, la representación y la terminología involucradas son decisivas para comprender la generación de energía eléctrica alterna por sistemas de recuperación compuestos por PAT.

La Figura 2(a) muestra un ejemplo de tres ciclos de una señal de voltaje continua $u(t) = U_m \cos(\omega t + \alpha_{0,u})$ – línea azul como una función coseno con valor máximo igual a $U_m = \sqrt{2}U_{ef}$. donde $\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f_{el}$, $f_{el} = \frac{1}{T}$ siendo T el periodo de la señal de voltaje y $\alpha_{0,u}$ el ángulo de fase en u cuando $t = 0$.

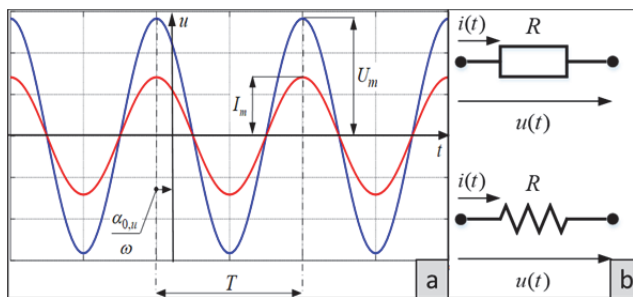


Figura 2. (a) Señal de voltaje continua, (b) Resistencia con intensidad de corriente

Si el voltaje de AC es aplicado a una resistencia (R), representada en la Figura 2(b), la intensidad de corriente ($I_m \cos(\omega t + \alpha_{0,i})$) circulará como se muestra en la Figura 2(a), mediante la ecuación:

$$u(t) = Ri(t) \rightarrow i(t) = \frac{u(t)}{R} = \frac{U_m \cos(\omega t + \alpha_{0,u})}{R} = \underbrace{\frac{U_m}{R}}_{I_m} \cos(\omega t + \underbrace{\alpha_{0,u}}_{\alpha_{0,i}}). \quad \text{Ecuación 3}$$

Debido a que la resistencia es un elemento que no almacena energía eléctrica o magnética, no hay retraso de tiempo entre las señales de voltaje y corriente. Esto se refleja en un cambio sin fase entre las señales de voltaje y corriente (Figura 2(a)) con $\alpha_{0,i} = \alpha_{0,u}$ e $I_m = \frac{U_m}{R}$.

El elemento *inductor* que se muestra en la Figura 3(b) por sus símbolos, tiene la propiedad de inductancia, que generalmente se denota con la letra L y se mide en Henrys (H). Un inductor se caracteriza por ser una bobina de cable "ideal" sin resisten-

cia eléctrica, es decir, ninguna energía se disipa en calor. Por lo tanto, la bobina "ideal" solo almacena energía magnética.

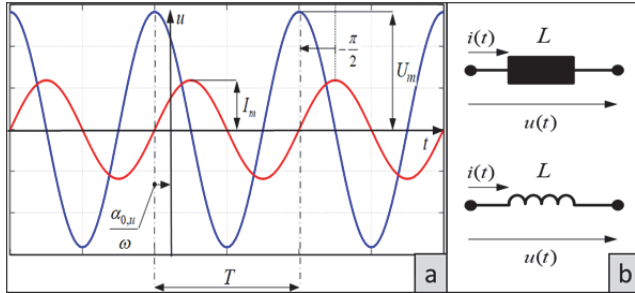


Figura 3. (a) Señal de voltaje continua a través de un inductor, (b) Inductor con intensidad de corriente

Si el voltaje alterno, $u(t) = U_m \cos(\omega t + \alpha_{0,u})$, es aplicado sobre el inductor, L , tal y como se muestra en la Figura 8.3(b), fluirá una corriente eléctrica $i(t) = I_m \cos(\omega t + \alpha_{0,i})$ a través del inductor, tal y como muestra la Figura 3(a), siguiente relación $u(t) = L \frac{di}{dt}$ como

$$u(t) = L \frac{di}{dt} \rightarrow i(t) = \frac{1}{L} \int u(t) dt = \frac{1}{L} \int U_m \cos(\omega t + \alpha_{0,u}) dt = \frac{U_m}{\omega L} \sin(\omega t + \alpha_{0,u}) = \frac{U_m}{\omega L} \cos(\omega t + \alpha_{0,u} - \frac{\pi}{2}), \quad \text{Ecuación 4}$$

Por tanto, la expresión que determina la corriente que circula por el inductor será igual a

$$i(t) = \frac{U_m}{\omega L} \cos(\omega t + \alpha_{0,u} - \frac{\pi}{2}) \quad \text{Ecuación 5}$$

La Figura 3(a) muestra la onda de corriente eléctrica para un elemento inductor ideal cuando se suministra con un voltaje sinusoidal. El punto clave a tener en cuenta es que la corriente eléctrica retrasa el voltaje en un cuarto de período ($-\frac{\pi}{2}$), es decir, el ángulo de fase es $\alpha_{0,i} = \alpha_{0,u} - \frac{\pi}{2}$. Intuitivamente, esto se debe a que el campo magnético toma tiempo para aumentar y disminuir, quedando retrasado detrás de la forma de onda de voltaje.

El último elemento es el *condensador*. En su forma más simple, un condensador puede considerarse como un par de placas metálicas separadas, como se muestra en la Figura 4(b). Tiene la propiedad de *capacitancia*, generalmente denotada por la letra C y medida en faradios (F). En este caso, el condensador "ideal" representa el almacenamiento de energía en forma de campo eléctrico sin ninguna energía disipada en calor.

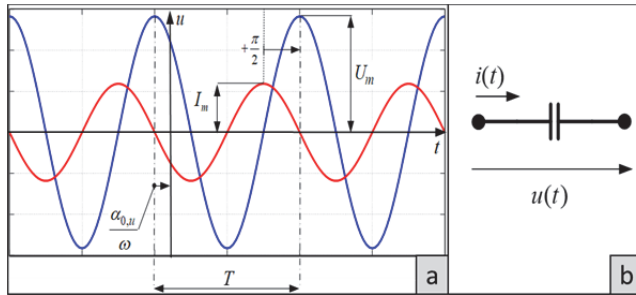


Figura 4. (a) Señal de voltaje continua a través de un condensador, (b) Condensador con intensidad de corriente

Al igual que antes, si el voltaje en AC, $u(t) = U_m \cos(\omega t + \alpha_{0,u})$ es aplicado sobre el condensador (C) (Figura 4(b)), la intensidad de corriente, $i(t) = I_m \cos(\omega t + \alpha_{0,i})$, circulará tal y como se muestra en la Figura 4(a), siguiendo la relación $i(t) = C \frac{du}{dt}$ como

$$i(t) = C \frac{du}{dt} \rightarrow i(t) = C[-\omega U_m \sin(\omega t + \alpha_{0,u})] = \omega C U_m [-\sin(\omega t + \alpha_{0,u})] = \\ = \underbrace{\omega C U_m}_{I_m} \cos(\omega t + \underbrace{\alpha_{0,u} + \frac{\pi}{2}}_{\alpha_{0,i}}),$$

Ecuación 6

Por tanto, la expresión que determina la corriente que circula por el condensador será igual a:

$$i(t) = \omega C U_m \cos(\omega t + \alpha_{0,u} + \frac{\pi}{2})$$

Ecuación 7

La Figura 4(a) muestra que mientras la corriente retrasa el voltaje en 90° ($\alpha_{0,u} = +\frac{\pi}{2}$), en un condensador la adelanta 90° . De forma intuitiva, la corriente eléctrica “aparécera” primero para establecer cargas eléctricas en las placas del condensador, para que posteriormente, aparezca voltaje entre las placas.

2.2. Potencia en régimen sinusoidal y permanente

Potencia instantánea

Si se define un circuito elemental (resistencia, inductor o condensador) donde circula una corriente eléctrica, $i(t) = \sqrt{2} I_{ef} \cos(\omega t + \alpha_{0,i})$, y una señal de voltaje $u(t) = \sqrt{2} U_{ef} \cos(\omega t + \alpha_{0,u})$. La potencia instantánea $p(t)$ es dada por $p(t) = u(t)i(t)$.

Ecuación 8

Operando considerando las ecuaciones $u(t)$ e $i(t)$ anteriormente presentadas:

$$p(t) = \underbrace{U_{ef} I_{ef} \{ \cos(2\omega t + [\alpha_{0,u} + \alpha_{0,i}]) \}}_{\text{componente oscilante}} + \underbrace{U_{ef} I_{ef} \cos(\alpha_{0,u} - \alpha_{0,i})}_{\text{componente constante}}$$

Ecuación 9

La ecuación anterior muestra que la potencia instantánea está formada por dos partes. La primera de ellas corresponde con la *componente oscilante*, que tiene una fre-

cuencia igual a 2ω , el doble de las señales de tensión e intensidad. La segunda parte de la ecuación corresponde con la *componente constante*.

La Figura 5 muestra como la potencia instantánea oscila el doble que la señal de tensión, $U_{ef}I_{ef}\{\cos(2\omega t + [\alpha_{0,u} + \alpha_{0,i}])\}$, oscilando también alrededor de un valor de potencia constante (ya sea positivo o negativo) dado por $U_{ef}I_{ef}\cos(\alpha_{0,u} - \alpha_{0,i})$.

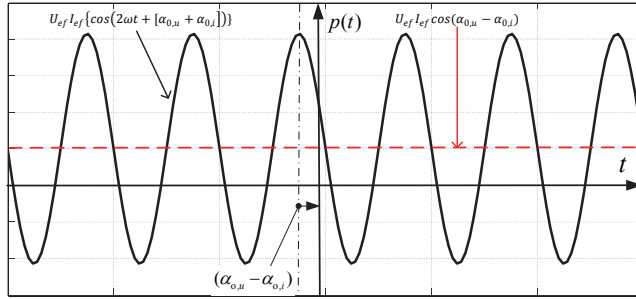


Figura 5. Oscilación de la potencia instantánea

Potencia media y factor de potencia

El valor promedio de la potencia instantánea dada por la Ecuación 9, se obtiene sumando el valor promedio de cada componente. El valor promedio del primer componente, $\overline{U_{ef}I_{ef}\{\cos(2\omega t + [\alpha_{0,u} + \alpha_{0,i}])\}}$, es nulo. Por otro lado, el valor promedio relativo al segundo componente, que tiene un valor constante, será, $\overline{U_{ef}I_{ef}\cos(\alpha_{0,u} - \alpha_{0,i})} = U_{ef}I_{ef}\cos(\alpha_{0,u} - \alpha_{0,i})$. Por lo tanto, el valor promedio de la potencia instantánea o la potencia media viene dado por

$$\overline{p(t)} = U_{ef}I_{ef}\cos(\alpha_{0,u} - \alpha_{0,i}). \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde $\cos(\alpha_{0,u} - \alpha_{0,i})$ es el factor de potencia, valor de gran importancia dentro del análisis de potencia en un generador y/o motor.

Potencia activa, reactiva y aparente

La *potencia activa* se define como el valor promedio de la potencia instantánea dada por la Ecuación 10. Desde el punto de vista físico, lo que está relacionado con el concepto de potencia activa es algún tipo de conversión de energía que ocurre en el dispositivo, como eléctrica a mecánica (o viceversa) o eléctrica a térmica (o viceversa), por ejemplo. La Ecuación 10 se repite en la Ecuación 11 para introducir la notación generalmente empleada para la potencia activa (P), además del símbolo griego φ para el ángulo del *factor de potencia*, $\varphi = \alpha_{0,u} - \alpha_{0,i}$.

$$P = U_{ef}I_{ef}\cos(\varphi) \quad [\text{W}]. \quad \text{Ecuación 11}$$

La *potencia reactiva* no tiene un significado físico. Desde un punto de vista conceptual, la potencia reactiva está asociada con el almacenamiento de energía, ya sea en un campo eléctrico o en un campo magnético. Asociada con la oscilación de energía en el

dispositivo (energía eléctrica y magnética) que no contribuye al trabajo útil. La notación generalmente utilizada para representar la potencia reactiva (Q) y su expresión dada por:

$$Q = U_{ef} I_{ef} \sin(\varphi). \quad [\text{VAR, Volt Ampère reactiva}] \quad \text{Ecuación 12}$$

La potencia aparente es definida (S) es dada por la ecuación:

$$S = U_{ef} I_{ef}. \quad [\text{VA, Volt Ampère}] \quad \text{Ecuación 13}$$

2.3. Interpretación de la placa de datos de una máquina de inducción trifásica

Todos los fabricantes de máquinas de inducción, y en general todos los fabricantes de máquinas eléctricas, colocan una placa en la máquina con los valores nominales designados. Los valores que aparecen en cada placa de identificación de la máquina de inducción son: el valor RMS de la corriente de fase, el voltaje de fase a fase RMS, la velocidad del rotor (rpm), el valor de frecuencia eléctrica (Hz) de los voltajes suministrados y la potencia nominal.

La Figura 6 presenta dos placas de identificación diferentes de motores de inducción trifásicos de un fabricante de bombas. Se puede verificar que, aunque del mismo fabricante, hay al menos dos tipos diferentes de placa de identificación, dependiendo del país donde se haya fabricado la bomba. En la presente sección, se utilizan estas dos placas de identificación para ejemplificar cómo se puede interpretar la información que contiene sobre el motor de inducción que acciona la bomba.

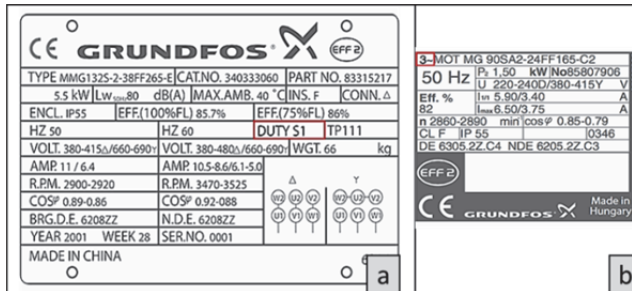


Figura 6. Ejemplos de máquinas inductoras instaladas en bombas (a) y (b) Grundfos (2004)

La Figura 6(a) muestra una máquina fabricada en China. Primero se debe buscar la *potencia nominal*, a veces denominada *potencia útil* del motor si se conecta directamente a la fuente de alimentación. En este caso, la potencia nominal del motor indicada en la placa de identificación es de 5,5 kW. Este es el valor de potencia neta que el motor tendrá disponible en su eje cuando opere en sus condiciones nominales (*i.e.*, corriente nominal del estator, velocidad nominal, voltaje nominal fase-fase, frecuencia nominal)

En la misma placa de identificación, presta atención en la frecuencia nominal del motor. Indica dos valores de frecuencia eléctrica (50 Hz y 60 Hz), lo que significa que la bomba puede funcionar en países donde hay una red eléctrica de 50 Hz (e.g., Europa) o en 60 Hz (e.g., Estados Unidos, América Latina). Los datos de la placa de identi-

ficación se dividen en dos conjuntos de valores nominales que se muestran en dos columnas, una relativa a 50Hz y otra para 60Hz.

La Tabla 1 muestra los valores nominales del motor para 50 y 60 Hz =s valores de 50Hz y su interpretación se enumeran a continuación. Para 60 Hz es similar y no se mostrará. Por lo tanto, para 50Hz se tiene:

- Rango de valores de tensión línea a línea (VOLT. 380-415 Δ) cuando el motor está conectado en triángulo (Δ) a 50 Hz;
- Rango de valores de tensión línea a línea (VOLT. 660-690Y) cuando el motor está conectado en estrella (Y) a 50 Hz;
- La línea RMS y la intensidad nominal (AMP. 11) cuando el motor está conectado en triángulo (Δ) a 50 Hz; o (AMP. 6.4) siendo la corriente de fase (en este caso igual a la corriente de línea) cuando se conecta en estrella (Y);
- El rango de la velocidad de carga nominal para 50 Hz (R.P.M. 2900-2920) y para 60 Hz (R.P.M. 3470-3525);
- El rango de factor de potencia nominal a 50 Hz (COS^ϕ 0.89-0.86) y para 60 Hz (COS^ϕ 0.92-0.88), and;
- La eficiencia de la máquina (EFF), que es válida para 50Hz o 60Hz, dado por dos valores: uno para carga completa (100% de carga nominal) igual a 85.7%, y un segundo valor para 75% de carga completa igual a 86%.

Tabla 1. Ejemplo de interpretación para placas identificativas

50 Hz	60 Hz
VOLT. 380-415 Δ /660-690Y	VOLT. 380-480 Δ /660-690Y
AMP. 11 / 6.4	AMP. 10.5-8.6/6.1-5.0
R.P.M. 2900-2920	R.P.M. 3470-3525
COS^ϕ 0.89-0.86	COS^ϕ 0.92-0.88
EFF. (100%FL) 85.7%	EFF. (75%FL) 86%

Los valores nominales deben ser interpretados como:

- El punto de operación (o mejor, la región de operación de la máquina alrededor del punto nominal) es donde la máquina presenta su mayor eficiencia, ya sea como motor o como generador.
- Los valores más altos permitidos de la corriente, tensión, velocidad y par por la máquina de inducción cuando se opera en servicio continuo. El funcionamiento continuo con valores más altos dañará las partes eléctricas y mecánicas de la máquina debido a fenómenos como el sobrecalentamiento.
- Normalmente, la potencia nominal es la potencia máxima que la máquina eléctrica puede suministrar de forma continua a una temperatura ambiente de 40 ° C.

3. Principios de operación de una máquina de inducción

Los motores de inducción son generalmente utilizados como accionamientos de bombas hidráulicas. Hoy en día, el motor y la turbina comienzan a fabricarse como una sola unidad. En la Figura 7 se muestra una imagen de sección transversal de una de estas unidades de bomba centrífuga. En este caso, el motor y la turbina usan el mismo eje, por lo tanto, los mismos rodamientos, lo que permite una solución más compacta. Como se indica en la Figura 7, se colocó una pieza de sellado entre la turbina y el motor de inducción.

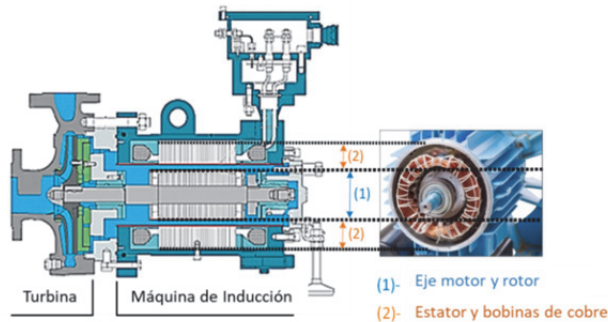


Figura 7. Esquema de máquina hidráulica y de inducción (adaptada de Gubaidullin, 2019)

3.1. Partes de una máquina de inducción

En el lado derecho de la Figura 7, se muestra el motor de inducción y sus dos partes principales: el estator indicado como (2); y el rotor fijado al eje indicado como (1). El estator está fijo y el rotor puede girar libremente para impulsar la turbina.

La Figura 8(a) muestra el rotor cilíndrico fijado al eje del motor. Como se indica en la Figura 8(b), el rotor está generalmente construido con barras de aluminio fundido unidas en cada extremo a un anillo circular de aluminio fundido. La configuración del rotor mostrado, se denomina rotor de jaula de ardilla debido a su apariencia (Figura 8(c)). Por supuesto, el rotor no tendrá un núcleo de aire. En cambio, se hace un núcleo laminado de acero al silicio (Figura 8(d)) utilizando laminaciones de acero al silicio de alta calidad apiladas, separadas cada una por una capa delgada de barniz, como muestra la Figura 8(e)

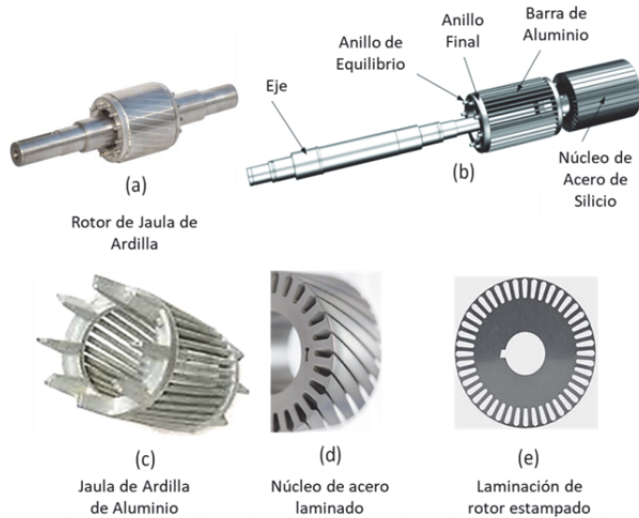


Figura 8. Partes de una máquina de inducción Grundfos (2003)

La Figura 9 muestra las diferentes partes de un estator de motor. Su marco exterior (Figura 9(a)) está hecho con una estructura de hierro fundido para soportar el núcleo del estator y proteger las partes internas de la máquina. La Figura 9(b) muestra el núcleo del estator construido con estampados de acero al silicio de alta calidad. Los estampados se apilan y su conjunto se fija al marco exterior. Sin embargo, está aislado entre sí con una capa delgada de barniz. Por lo tanto, no se tiene contacto eléctrico entre laminaciones.

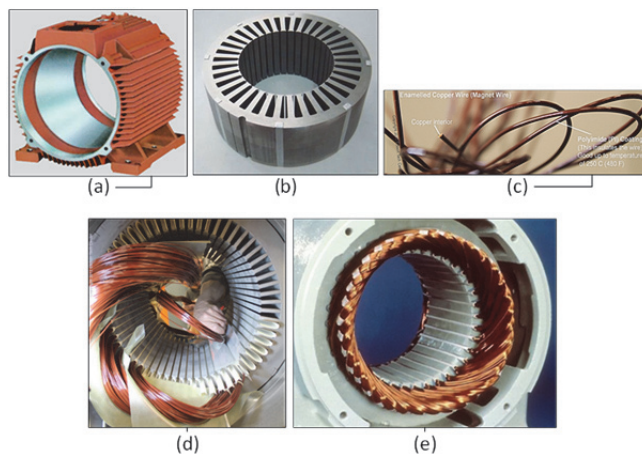


Figura 9. Detalles del estator del motor. (Grundfos (2004))

El grosor del rotor de estampación y los núcleos del estator generalmente varía de 0.3 a 0.5 mm, estando las ranuras perforadas en ambos. Las perforaciones están realizadas en el rotor, en el lado exterior de los estampados y en el estator, en el lado interno de los estampados. Mientras que, en el rotor, el aluminio se filtra a través de las ranuras para formar la jaula del rotor, las ranuras del estator llevarán devanados trifásicos. Generalmente, estos devanados se fabrican con alambres de cobre esmaltados que se muestran en la Figura 9(c).

Finalmente, la Figura 9(d) muestra los bobinados de cobre que se colocan en cada ranura del núcleo del estator. Al ser una máquina eléctrica trifásica, tendrá tres juegos de bobinado, cada uno para una fase, todos distribuidos alrededor de la periferia exterior del núcleo del estator, como se muestra en la Figura 9(e).

3.2. Principio de operación de un motor de inducción

Para comprender el funcionamiento de un generador de inducción autónomo, es decir, no conectado a la red, es muy útil tomar el funcionamiento normal del motor como punto de partida. El principio de funcionamiento de un motor de inducción puede describirse mediante un pequeño conjunto de pasos secuenciales. Estos se describen a continuación:

1. La Figura 10 muestra que cuando los bobinados del estator trifásico están conectados a una fuente de alimentación trifásica y equilibrada (tensiones U, V, W), aparece un campo magnético giratorio en el espacio de aire entre el estator y el rotor. En la Figura 10, el campo magnético se especifica con un color verde, que gira en la dirección del reloj con velocidad angular ω_s [rot/s]. De manera similar, se indica que el rotor giraba con velocidad angular ω_m [rot/s]. La unidad "rot / s" significa una rotación mecánica por segundo. Cuando una máquina de inducción está conectada a un suministro de CA, la corriente de magnetización fluye desde el suministro y crea un campo magnético giratorio en la máquina.

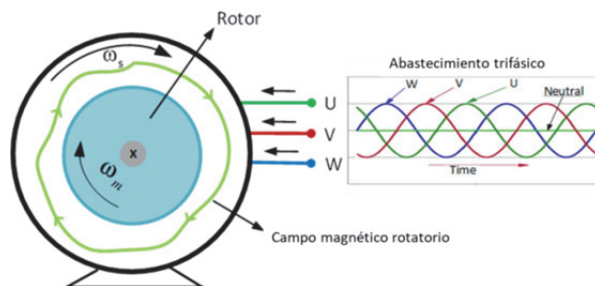


Figura 10. Máquina de inducción conectada a un suministro de corriente alterna

2. Durante el funcionamiento del motor, la velocidad del rotor es siempre menor que la velocidad del campo magnético giratorio, $\omega_m < \omega_s$. Por lo tanto, teniendo la diferencia de velocidad positiva dada por $\omega_s - \omega_m$, el campo giratorio se desliza a través del límite exterior del rotor de la jaula de ardilla, como se ilustra

en la Figura 11. El campo giratorio corta las barras del rotor en cortocircuito, induciendo corrientes en ellas. Ahora, estas corrientes interactúan con el campo del estator giratorio y se produce un par. Este par arrastra al rotor con el campo, pero a una velocidad ligeramente inferior.

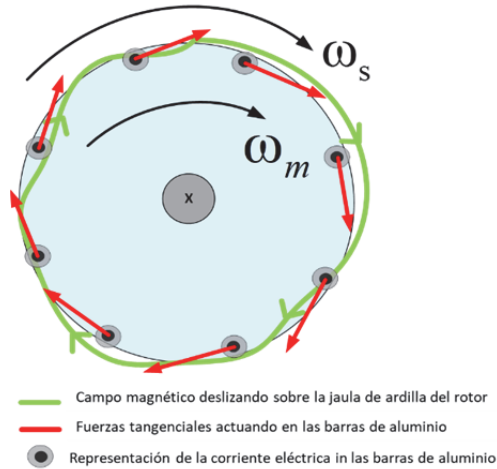


Figura 11. Esquema de funcionamiento de motor de inducción

3. Teniendo en cuenta la estructura de aluminio de la jaula de ardilla mostrada en la Figura 8(c), el campo magnético giratorio cuando se desliza a través de la jaula induce tensión a lo largo de las barras de aluminio, originando corrientes eléctricas en el aluminio como muestra la Figura 11. La pequeña diferencia en la velocidad surge porque sin ella no se inducirían corrientes en el rotor y, por lo tanto, no se produciría un par para girarlo. La diferencia entre la velocidad del rotor y la velocidad del campo giratorio se llama '*deslizamiento*', definida como:

$$s = \frac{\omega_s - \omega_m}{\omega_s}$$

Ecuación 14

Sin un par externo aplicado, el deslizamiento del motor de inducción será muy pequeño, menor que $s = 0.01$ (o 1%). Para una máquina de 1 kW, el deslizamiento a plena carga será entre 0,02 y 0,05 (2%-5%). Las máquinas más grandes tienen deslizamientos más pequeños.

4. La interacción entre las corrientes eléctricas en las barras de aluminio y el campo magnético deslizante produce una serie de fuerzas tangenciales similares a lo largo del perímetro del rotor. La Figura 11 muestra estas fuerzas usando flechas rojas distribuidas por las barras del rotor. Debido a la simetría, se produce un par electromagnético resultante en el rotor en la misma dirección de rotación del campo magnético. Cuando se aplica una carga al motor, la diferencia de velocidad aumenta a medida que se produce un mayor par.

3.3. Operación como motor y generador

En una bomba, la máquina de inducción funciona en régimen de motor. El motor de inducción convierte la energía eléctrica en energía mecánica, impulsando la bomba. Como se ilustra en la Figura 12(a) a la izquierda, en este régimen la máquina desarrolla un par electromagnético (T_{el}) que será mayor (aceleración) o igual (equilibrado) al par de carga opuesto (T_{load}). La Figura 12(b) a la derecha muestra el momento electromagnético (en sentido horario) y el momento de carga (en sentido antihorario).

Para lograr el régimen del generador, la máquina debe ser conducida más allá de la velocidad del sincronismo, es decir, $\omega_m > \omega_s$. Se puede ver esto en la Figura 12(c) a la derecha donde ahora el momento de carga no solo es más alto que el momento electromagnético, sino que también el valor del par de carga es más alto que el momento electromagnético, ya que la carga ahora actúa como máquina de accionamiento (Figura 12(b) a la izquierda). En estas condiciones, la máquina de inducción convierte la energía mecánica en energía eléctrica, pasando del motor al generador porque la turbina convierte la energía hidráulica "extra" en mecánica y, por lo tanto, en energía eléctrica que fluye por los terminales del estator del generador, al contrario de lo que se indica en Figura 10.

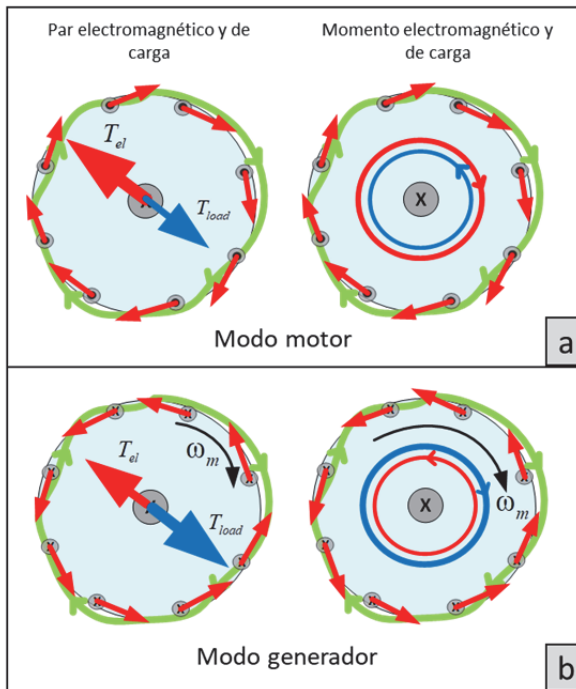


Figura 12. Esquema de pares (a la derecha) y momentos (a la izquierda) en modo motor (a) y modo generador (b)

4. Esquema de operación eléctrica de la PAT aislada de la red

Como se discutió en la sección 2.3, la energía eléctrica en régimen sinusoidal se puede separar en dos componentes: la activa P y la reactiva Q . En un motor de inducción, la energía activa y reactiva se le suministra externamente, proveniente directamente de la red eléctrica al motor, o proveniente de un convertidor de potencia electrónico que produce una salida de frecuencia variable y multifásica para impulsar el motor de inducción (un variador de velocidad (VV)), que recibe la potencia activa y reactiva de la red eléctrica.

Cuando la máquina de inducción está funcionando como generador aislada de la red (*PAT-SEIG*), se suministra energía activa desde el eje del generador. En un *PAT-SEIG*, la turbina suministra energía mecánica al eje del generador de inducción, es decir, se suministra energía activa al generador.

Ahora, si se verifica qué sucede con el suministro de energía reactiva al generador de inducción. Primero, recuerde que siempre se requiere potencia reactiva para magnetizar la máquina eléctrica. Principalmente el propósito es producir el campo magnético giratorio. Por lo tanto, cuando se trabaja como generador, la máquina de inducción requiere alguna forma de suministro externo de energía reactiva. Si se conecta a la red eléctrica (en la red), como se muestra en la Figura 13 (a), la potencia reactiva se origina en ella, sin embargo, cuando se aísla de la red eléctrica (fuera de la red o en funcionamiento independiente), como se muestra En la Figura 13 (b), se debe conectar un conjunto de condensadores en paralelo a los devanados del estator, para proporcionar la potencia reactiva necesaria para magnetizar el generador de inducción.

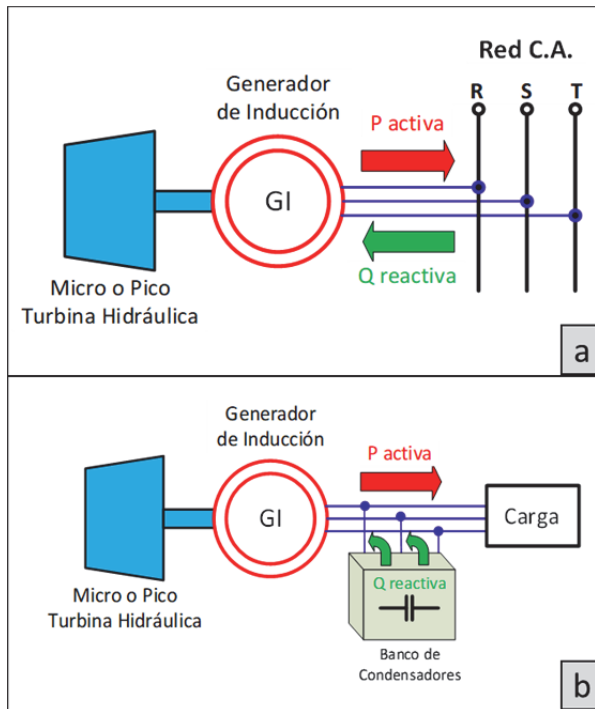


Figura 13. La P activa y la potencia reactiva Q fluyen en los terminales del estator de la máquina de inducción cuando funcionan como (a) motor y (b) generador. La potencia activa cambia su dirección del motor al generador, mientras que la potencia reactiva permanece

La Figura 14 muestra dos diagramas esquemáticos típicos para un generador de inducción autoexcitado trifásico. La Figura 14 (a) muestra un generador de inducción conectado en estrella con un banco de condensadores ya conectado en estrella, mientras que en la Figura 14 (b) un generador de inducción conectado en triángulo tiene un banco de condensadores conectado en triángulo. Un grupo de varios condensadores de la misma clasificación que están conectados en serie o en paralelo entre sí para almacenar energía eléctrica, forma este banco. El banco resultante se usa para suministrar la potencia reactiva al generador de inducción.

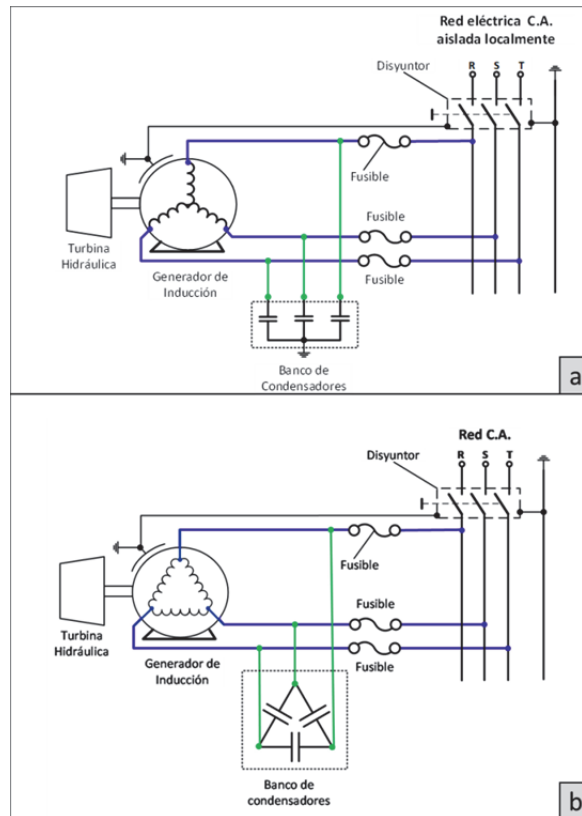


Figura 14. Dos diagramas esquemáticos típicos para generadores de inducción autoexcitados trifásicos. (a) banco de condensadores conectado en estrella, (b) conectado en triángulo

Para comenzar el proceso de autoexcitación del generador de inducción, el banco de condensadores debe cargarse eléctricamente. Con una batería, se puede conectar primero en paralelo con todos los condensadores. Después de que la corriente eléctrica en cada condensador se vuelve casi nula (esto indica que todos los condensadores están cargados), ahora pueden desconectarse de la batería y conectarse a los devanados del estator del generador.

Para los casos en que la máquina de inducción se ha utilizado en situaciones anteriores (como motor o incluso como generador de inducción), generalmente el hierro en el rotor todavía está magnetizado, lo que generalmente se denomina "magnetización remanente". En este caso, no es necesario cargar previamente el banco de condensadores.

Con la turbina impulsando la máquina de inducción magnetizada, aparece una señal de voltaje inicial en los terminales del estator (generalmente voltaje muy pequeño). Dado que el banco de condensadores está conectado, un conjunto inicial de corrientes comienza a cargarlas en el primer medio ciclo y se descarga en el otro medio ciclo, proporcio-

nando corriente de magnetización a la máquina de inducción. Esta corriente aumenta más el campo magnético giratorio, aumentando el voltaje del estator. Nuevamente, este voltaje lleva a los condensadores a suministrar mayor corriente de magnetización a la máquina (más potencia reactiva). Como se muestra en la Figura 15 (a), este proceso cíclico se repite de la misma manera, de modo que el voltaje continúa acumulándose hasta que el núcleo de hierro del generador de inducción se satura y la característica sin carga de la máquina se cruza con la reactancia (en funcionamiento punto P en la Figura 15 (a)). Esto se logra cuando la potencia reactiva proporcionada por el banco de condensadores se encuentra con la potencia reactiva consumida por el generador de inducción.

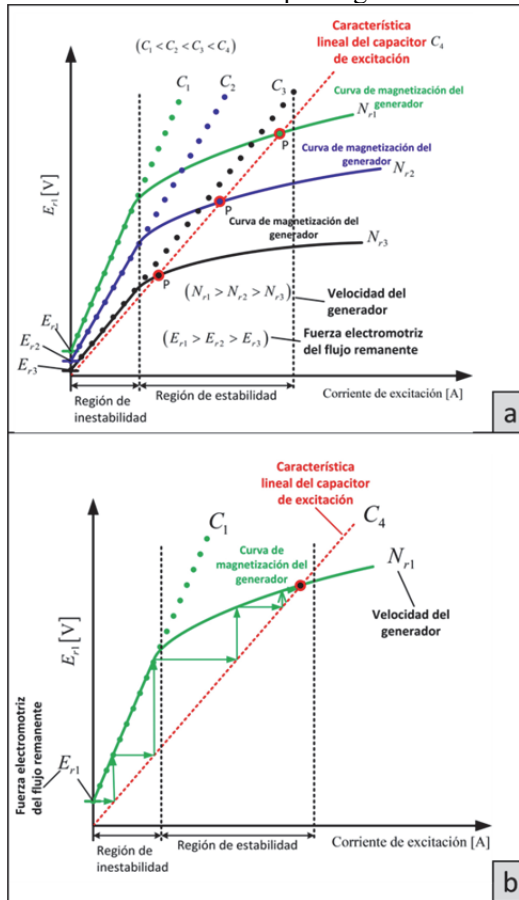


Figura 15. Proceso de autoexcitación en un generador de inducción en condición sin carga: el eje x representa la corriente provista por los condensadores y el eje y es el voltaje terminal. (a) Características de la operación de un condensador de excitación para diferentes velocidades de accionamiento de un generador de inducción. (b) El efecto de variación de la velocidad del generador es un aumento del voltaje y de corriente de excitación que es limitada por la saturación del generador

En el punto de operación P, en la Figura 8.15 (a), se verifica que el voltaje sin carga U_0 se establece por el valor de C [μF] en el banco de condensadores conectado. Por lo tanto, su valor viene dado por la Ecuación 10 a la frecuencia nominal f_N del generador de inducción (el generador también gira a su velocidad nominal) y para una determinada corriente de condensador I_C .

$$C = \frac{I_C}{2\pi f_N U_0}$$

Ecuación 15

La Figura 15 (a) sugiere que se debe seleccionar un condensador C apropiado para que ocurra la excitación. A medida que cambia el valor del condensador, el punto de intersección entre la línea de reactancia y la curva de magnetización también cambia. Entonces, por ejemplo, si la capacitancia es demasiado pequeña, lo que se refiere a la línea 1 en la Figura 15 (b), el condensador no puede proporcionar la excitación requerida por el generador dado que esta línea y esta curva no se cruzan. Por otro lado, para un alto valor de capacitancia, que es el caso de la línea cerca de C_4 , esta línea ya intersecaría la curva de magnetización, aunque esto daría como resultado altas corrientes de magnetización que no son deseables. Por lo tanto, hay una compensación al elegir el valor de capacitancia: no puede ser demasiado pequeño, de lo contrario no cumpliría los requisitos de potencia reactiva de la máquina y, en el caso de una carga inductiva, los requisitos de potencia reactiva de carga; ni puede ser demasiado alto para no exceder la corriente nominal. La opción equilibrada sería seleccionar un condensador correspondiente a una línea de reactancia en algún lugar cerca de la línea de C_2 , en la Figura 15(a).

4.1. ¿Cómo calcular el valor apropiado del capacitor C usando solo los datos de la placa de identificación del motor de inducción?

Como se mencionó anteriormente, la máquina de inducción funciona como un generador, pero aislada de la red eléctrica, necesita recibir inicialmente una cierta cantidad de energía reactiva de un banco de condensadores conectado en paralelo con el generador. Si los condensadores están conectados en triángulo (Δ), como se muestra en la Figura 14 (a), y con el generador de inducción con velocidad y carga cercanas a las nominales, la capacitancia requerida por fase puede determinarse por:

$$C_{\Delta} = \frac{Q_N}{3(2\pi f_N)(U_N)^2}$$

Ecuación 16

donde Q_N es la potencia reactiva nominal dada por $Q_N = \sqrt{3}U_N I_N \cos(\varphi_N)$, f_N es la frecuencia nominal, y U_N es el voltaje nominal. Todos los valores están disponibles en la placa de la máquina de inducción.

Si los condensadores están conectados en estrella (Y), como muestra la Figura 13(b), la capacitancia requerida por fase se puede determinar mediante la Ecuación 17, siendo tres veces el valor de la capacitancia obtenida en triángulo.

$$C_Y = \frac{Q_N}{(2\pi f_N)(U_N)^2} = 3C_{\Delta}$$

Ecuación 17

Un cálculo preciso de la capacitancia (C_{Δ} o C_Y) requerida para producir un voltaje dado, bajo una carga específica, solo es posible con el conocimiento de los parámetros

eléctricos del generador de inducción. Estos parámetros pueden obtenerse mediante una serie de pruebas estándar [4]. Sin embargo, no solo se requieren equipos específicos para las pruebas, sino que los fabricantes no los proporcionan en general. En la práctica, es suficiente calcular un valor aproximado de capacitancia de excitación y después de ajustar su valor hasta obtener el voltaje del sistema requerido para una determinada carga. Esto significará que la frecuencia de operación puede diferir de la frecuencia nominal del generador de inducción, lo cual es aceptable si la frecuencia se mantiene dentro de límites razonables.

A continuación, se muestra un método simple para un cálculo aproximado de la capacitancia de excitación requerida. El método utiliza solo los datos del fabricante de la placa de identificación del generador para calcular la potencia reactiva requerida de los condensadores por medio de la corriente nominal (carga completa) y el factor de potencia nominal.

Ejemplo de cálculo aproximado de las capacitancias de excitación que requieren solo datos de la placa de identificación del generador: generador conectado en Y y condensadores conectadas en Y

La Tabla 2 muestra los datos de la placa de identificación para un motor de inducción de 0,55 kW, 6 polos, 50 Hz, 400/230V. Su placa de identificación indica la corriente nominal y el voltaje nominal cuando está conectado a Y y cuando el motor está conectado a: 1.6 / 2.8 A (Y/Δ) y 400/230 V (Y/Δ), respectivamente.

La Figura 16 (a) muestra las conexiones atornilladas para un estator conectado en Y, mientras que la Figura 16 (b) muestra el diagrama esquemático correspondiente. Aquí, se indica que la corriente de línea I_{Linea} es igual a la corriente de fase I_{Fase} , y el voltaje de línea U_{Linea} es igual a $\sqrt{3}U_{fase}$. La corriente de línea (I_{Linea}) significa que fluye fuera de los devanados del estator y puede ser medido directamente por cualquier persona. Además, el voltaje de línea (U_{Linea}) es el voltaje de fase a fase también medido fuera de las conexiones del devanado del estator e igual a $\sqrt{3}U_{fase}$. Como en este ejemplo, el generador está conectado en Y, su corriente nominal será de 1.6 A y su voltaje nominal de 400 V como se indica en la placa de identificación.

Tabla 2. Datos de la placa de identificación de un motor de inducción trifásico

Frecuencia Nominal	50 Hz
Potencia Nominal	550 W
Intensidad Nominal	1.6/2.8 A (Y/Δ)
Voltaje Nominal	400/230 V (Y/Δ)
Factor de Potencia Nominal	0.74
Velocidad Nominal	910 rpm

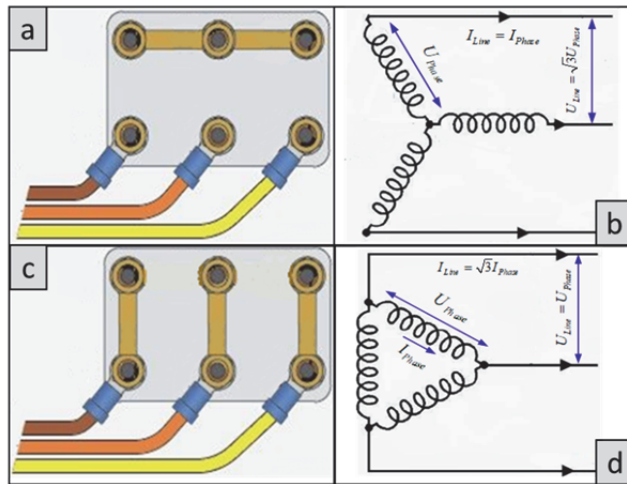


Figura 16. (a) conexiones atornilladas para un estator conectado en Y y (b) el diagrama esquemático correspondiente. (c) conexiones atornilladas para un estator conectado en Y y (d) el diagrama esquemático correspondiente. (Grunfos, 2004)

Usando solo la información en la placa de identificación del motor, la cantidad de capacitancia de excitación que debe conectarse en una estrella se calcula de la siguiente manera:

De la placa de identificación, la corriente de carga completa (nominal) es 1.6 A y el factor de potencia es 0.74.

1) La potencia aparente total S a plena carga es:

$$S_N = \sqrt{3}U_{Line}I_{Line} = \sqrt{3}(400)(1.6) = 1108 \text{ VA} \quad \text{Ecuación 18}$$

2) Por lo tanto, la potencia de entrada transmitida al generador de inducción por la PAT será igual a:

$$P_{IN} = \sqrt{3}U_{Line}I_{Line} \frac{\cos(\varphi_N)}{0.74} = \sqrt{3}(400)(1.6)(0.74) = 820 \text{ W} \quad \text{Ecuación 19}$$

Se observa que la potencia a plena carga (nominal) en la placa de identificación, 550 W, debe interpretarse como la potencia nominal producida por el generador. Por lo tanto, para una potencia de entrada de 820 W suministrada por el PAT, el generador produce 550 W, lo que muestra una eficiencia del 67%.

3) La potencia reactiva se puede obtener utilizando la relación entre potencia aparente, activa y reactiva dada por:

$$S^2 = P^2 + Q^2 \quad \text{Ecuación 20}$$

$$Q = \sqrt{S^2 - P^2} = \sqrt{(1108)^2 - (550)^2} \cong 962 \text{ VAR (Voltio Ampere reactiva)} \quad \text{Ecuación 21}$$

Por tanto, la potencia reactiva por fase será:

$$Q = 3Q_{fase} \rightarrow Q_{fase} = \frac{Q}{3} = \frac{962}{3} \cong 321 \text{ (Voltio Ampere Reactiva)} \quad \text{Ecuación 22}$$

4) Para conexiones en Y de los condensadores:

$$U_{Fase} = U_{C_Y} = \frac{U_{Line}}{\sqrt{3}} = 230 \text{ V} \quad \text{Ecuación 23}$$

$$Q_{C_Y} = \frac{(U_{C_Y})^2}{X_C} = \frac{(U_{C_Y})^2}{\left(\frac{1}{\omega C_Y}\right)} = \omega C_Y (U_{C_Y})^2 \quad \text{Ecuación 24}$$

Como $Q_{C_Y} = Q_{fase} = \frac{Q}{3}$ y usando la Ecuación 18, se obtiene:

$$C_Y = \frac{Q_{C_Y}}{\omega (U_{C_Y})^2} = \frac{Q}{3\omega (U_{C_Y})^2} = \frac{962}{3(2\pi 50)(230)^2} \cong 60 \mu\text{F} \quad \text{Ecuación 25}$$

Por tanto, la capacitancia necesaria es 60 μF .

La Figura 17 ilustra un experimento en el que la máquina de inducción en nuestro ejemplo está conectada a un banco de condensadores y comienza el proceso de autoexcitación, que muestra la acumulación de voltaje en los terminales del estator. Cuando se alcanza el estado estacionario, el voltaje oscila a un valor y frecuencia pico dados.

Ambas figuras 17(a) y 17(b) presentan experimentos que ilustran el proceso de autoexcitación del generador de inducción para una carga resistiva constante de 600 Ω pero utilizando diferentes valores de capacitancia, $C_Y = 50 \mu\text{F}$ y $C_Y = 70 \mu\text{F}$, respectivamente. Se puede verificar que la frecuencia eléctrica final y el valor pico del voltaje del estator son diferentes para cada valor de capacitancia utilizado.

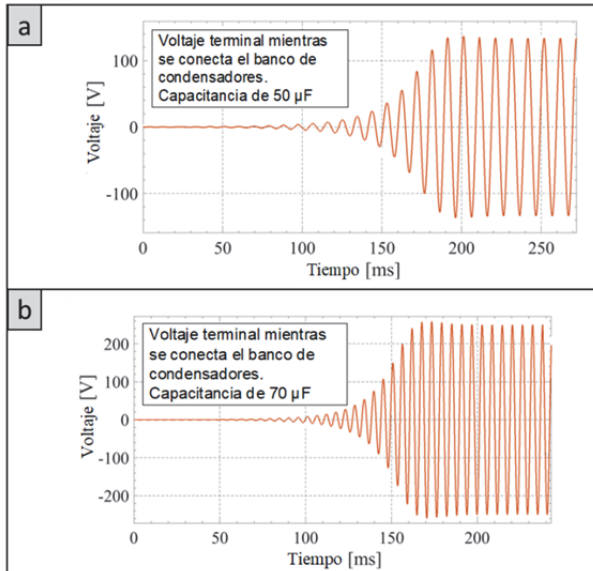


Figura 17. Proceso de autoexcitación de la máquina de inducción cuando el banco de condensadores está conectado a los terminales del estator. El voltaje terminal del SEIG mientras se conecta el banco de condensadores (encendido) y la capacitancia de (a) $C_Y = 50 \mu\text{F}$ and (b) $C_Y = 70 \mu\text{F}$; Pagaimo (2019)

El valor mínimo de capacitancia necesario para excitar un generador de inducción depende de su velocidad de rotación (y, por supuesto, la *PAT*) en el instante en que se conecta el banco de condensadores. Para mostrar esta dependencia para nuestro motor en este ejemplo, la Figura 18 presenta resultados de (Fernandes et al., 2019)] donde se llevaron a cabo un conjunto de pruebas para verificar la variación de la capacitancia necesaria para mantener el generador excitado en función de su velocidad de rotación y el poder exigido por la carga. La carga es puramente activa y la corriente del estator del generador de inducción se ajustó a su valor nominal.

Es posible observar en la Figura 18 que, para la misma carga (la misma potencia demandada por el generador de inducción), diferentes valores de capacitancias darán como resultado diferentes valores de velocidades de rotación. También vale la pena mencionar que, para la misma carga y capacitancia, hay dos posibles velocidades de rotación para el sistema, es decir, dos posibles puntos de trabajo, cada uno con diferentes factores de potencia y eficiencias, como se muestra en las líneas de contorno. A medida que aumenta la carga, el rango de velocidades de rotación en la región de operación del sistema también aumenta, mientras que el rango de capacitancia disminuye.

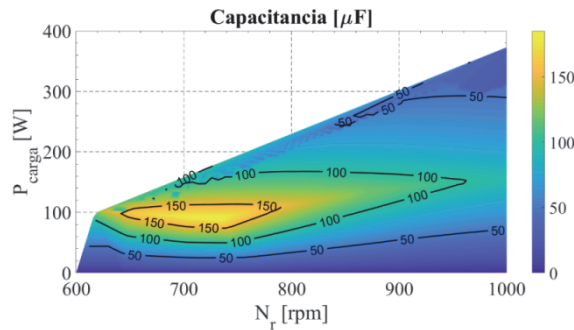


Figura 18. Capacitancia mínima requerida para excitar el *SEIG* en función de la velocidad de rotación para diferentes cargas de potencia

Habiendo concluido sobre las condiciones para obtener cada punto de operación *SEIG* y el valor de capacitancia asociado, queda una pregunta: ¿cómo se ven afectadas la eficiencia *PAT* y la eficiencia *SEIG*? ¿Cómo, por fin, se ve afectada la eficiencia del sistema *PAT-SEIG*?

La Figura 19 muestra la eficiencia del *SEIG*, *PAT* y el sistema general para una determinada potencia demandada y velocidad de rotación. Estos valores se obtuvieron por simulación del sistema y se validaron experimentalmente. Los ejes en estas figuras son los mismos que en la Figura 18, es decir, para cada par de carga de potencia y velocidad de rotación, el valor de capacitancia se determina en la Figura 18.

La Figura 19 (a) muestra la eficiencia del *SEIG* para cada punto de operación, alcanzando una eficiencia máxima de aproximadamente 62%. Las cargas más bajas están asociadas con eficiencias más bajas, mientras que las cargas más altas presentan unas más altas. Este comportamiento es típico de las máquinas eléctricas. Además, para

velocidades de rotación más altas, la eficiencia *SEIG* también aumenta. El mapa de eficiencia *PAT* es similar al de *SEIG*, con valores de eficiencia más altos para cargas y velocidades más altas; sin embargo, su mayor eficiencia es de aproximadamente 42%. Como conclusión, la eficiencia general del sistema es la multiplicación de cada componente, lo que resulta en un punto de eficiencia máxima de alrededor del 26%.

Ha de tenerse en cuenta que estos bajos valores de eficiencia están relacionados con el bajo valor de la potencia nominal de *SEIG* y *PAT*. A medida que aumenta la potencia nominal de las máquinas eléctricas, también aumenta su eficiencia nominal, que proviene de rangos entre 55-70% cuando los motores tienen rango de un centenar de W y entre 85-95% para valores superiores a decenas de kW, como se ve en la Figura 21. Esto también sucede en *PAT*, cuya eficiencia varía en función de su diseño y modelo, pudiendo variar entre 55 y el 75%. Por lo tanto, se esperan valores más altos de eficiencia del sistema *PAT-SEIG* a medida que aumenta la potencia nominal.

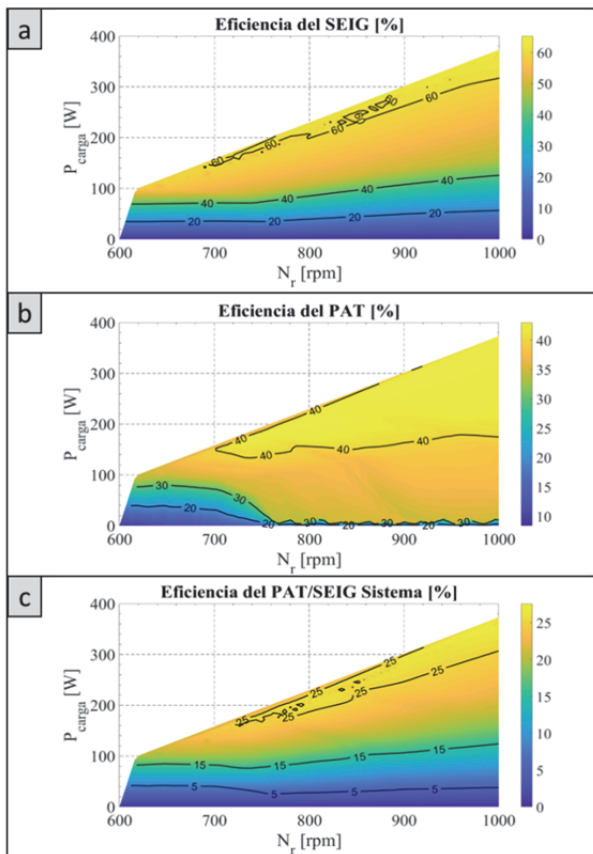


Figura 19. (a) Eficiencia del *SEIG*, (b) Eficiencia de la *PAT* y (c) Eficiencia del Sistema *PAT-SEIG*, en función de la carga y velocidad. Fernandes et al., (2019)

5. Esquema eléctrico de operación para PAT conectada a red

Cuando se conecta a la red, los valores de voltaje y frecuencia en los terminales del generador de inducción se establecen por las características de voltaje/frecuencia de la red. El más habitual es un generador de inducción conectado a una red de 50 Hz/400 V o conectado a una red de 60 Hz/230 V, como es el caso en América del Norte/del Sur.

Después de conectar la unidad del generador de inducción PAT a la red, denominado en adelante PAT-IG, es importante comprender lo que sucede en términos de flujo de potencia (activo y reactivo) cuando la PAT gira a velocidad síncrona y cuando gira más allá de la velocidad síncrona. Los siguientes ejemplos explican en detalle este punto.

5.1. Ejemplo de generación energía en la red cuando una unidad PAT-IG está conectada a una red de 50 Hz/400 V

Se recuerda que la máquina de inducción tiene una placa con sus valores nominales. Estos están relacionados con la máquina de inducción que funciona como un motor. Por lo tanto, uno tiene:

- Tensión nominal U_N : siempre un valor eficaz de fase a fase;
- Corriente nominal I_N ;
- Potencia nominal P_N : esta es la potencia "útil" que la máquina de inducción puede suministrar cuando está en funcionamiento el motor.
- Velocidad nominal N_N : esta es la velocidad cuando el motor de inducción suministra su potencia nominal P_N y el par nominal viene dado por $T_N = \frac{P_N}{N_N (2\pi/60)}$;
- Frecuencia nominal f_N : esta es la frecuencia eléctrica de los voltajes y corrientes del estator cuando funciona en su condición nominal;

Para conectar la PAT a la red de 50 Hz/400 V, el voltaje nominal y la frecuencia nominal del generador deben tener valores nominales similares: $U_N = 400$ V y $f_N = 50$ Hz. A continuación, la pregunta que debe conocerse es: ¿cómo obtener el valor de velocidad síncrona del generador de inducción?

Como se introdujo antes, la velocidad síncrona (ω_s) es la velocidad en [rot/s] del campo magnético giratorio en el entrehierro del generador (1 rotación mecánica es igual a 2π rad). En caso de que la máquina de inducción conectada a la red de 50 Hz tenga 1 par de polos, $\omega_s = 50$ rot / s. Si aumenta el número de pares de polos, digamos 2 pares, la velocidad síncrona disminuye a $\omega_s = 25$ rot/s. La Tabla 3 enumera para 50 Hz el par más común de topologías de polos existentes en el mercado de máquinas de inducción y los respectivos valores de velocidad síncrona. Uno verifica que la velocidad síncrona es inversamente proporcional al número de pares de polos y proporcional a la frecuencia de la red:

$$\omega_s = \frac{2\pi f_N}{p}$$

Ecuación 26

Tabla 3. Velocidad síncrona en función del número de pares de polos

Pares de polos (p)	50 Hz – Velocidad síncrona (rpm)	50 Hz – Velocidad síncrona (rot/s)
1	3000	50.0
2	1500	25.0
3	1000	16.7
4	750	12.5

En este ejemplo, se supone que el generador de inducción que funciona con la *PAT* tiene dos pares de polos $p = 2$. La velocidad síncrona será entonces de 1500 rpm.

Si la *PAT* gira por debajo de la velocidad síncrona ($N_{PAT} < 1500$ rpm), la máquina de inducción funcionará como un motor. La unidad *PAT-IG* comienza a extraer energía de la red;

Si la *PAT* gira por encima de la velocidad síncrona ($N_{PAT} > 1500$ rpm), entra en su modo de generación. La unidad *PAT-IG* comienza a suministrar energía a la red.

5.2. Ejemplo de generación energía en la red cuando una unidad *PAT-IG* está conectada a una red de 50 Hz/230 V

La Tabla 4 enumera para 60 Hz el par más común de topologías de polos existentes en el mercado de máquinas de inducción y sus respectivos valores de velocidad síncrona. Cuando la *PAT-IG* está conectada a una red de 60 Hz y tiene, por ejemplo, también dos pares de polos, la nueva velocidad síncrona del generador será de 1800 rpm.

Si la *PAT* gira por debajo de la velocidad síncrona ($N_{PAT} < 1800$ rpm), la máquina de inducción funcionará como motor. La unidad *PAT-IG* comienza a extraer energía de la red;

Si la *PAT* gira por encima de la velocidad síncrona ($N_{PAT} > 1800$ rpm), entra en su modo de generación. La unidad *PAT-IG* comienza a suministrar energía a la red.

Tabla 4. Velocidad síncrona en función del número de pares de polos para 60Hz

Pares de polos (p)	60 Hz – Velocidad síncrona (rpm)	60 Hz – Velocidad síncrona (rot/s)
1	3600	60.0
2	1800	30.0
3	1200	20.0
4	900	15.0

5.3. Ejemplo de diagramas esquemáticos para una *PAT-IG* conectado a la red

La Figura 20 muestra tres ejemplos de posibles diagramas esquemáticos para una *PAT-IG* conectada a la red. Todos los esquemas contienen un conjunto de dispositivos de protección. Su propósito es aislar la unidad generadora cuando sea necesario, tener control sobre el flujo de energía eléctrica y proteger el sistema. Algunos dispositivos de protección comunes son aisladores, interruptores, fusibles e interruptores de circuito.

El ejemplo en la Figura 20(a) muestra un generador de inducción trifásico de conexión en triángulo para conectarse a una red trifásica. Los dispositivos de protección son:

- Disyuntor trifásico: debe seleccionarse para proteger contra sobrecargas y cortocircuitos del generador de inducción. En general, este disyuntor también está conectado para activar automáticamente un apagado del flujo de agua hacia *PAT* y un apagado de la generación de energía en caso de un mal funcionamiento crítico del sistema. El disyuntor realiza solo la función de interrupción, necesita un equipo completo como un relé para la operación automática, y al contrario de un fusible, no es necesario reemplazarlo después de cada operación. Se puede restablecer rápidamente.
- Un fusible por fase inmediatamente antes de la red: será como el "enlace más débil" en el circuito. Se romperá primero cuando se produzca una corriente excesiva (generador sobrecargado) y protegerá el resto del sistema. Aunque hay muchos tipos de fusibles, el más común es el fusible térmico. El fusible térmico protege el equipo de cortocircuitos. Sin embargo, se debe tener en cuenta que estos no son confiables para detectar pequeños escenarios de sobrecarga, pero son extremadamente útiles para la protección contra cortocircuitos (debido a su rápido tiempo de acción). Su cable de fusible también debe cambiarse manualmente una vez que se quema.
- Contador: es un dispositivo de medición eléctrico, que se utiliza en nuestro caso para registrar la energía exportada a la red durante un período específico en términos de kWh.

El sistema *PAT-IG* en la Figura 20(a) también puede incluir un banco de condensadores en paralelo al generador que se usa ahora en la red para mejorar el factor de potencia. Los condensadores pueden conectarse entre sí con el disyuntor o posteriormente. Además, también se puede insertar un conjunto de resistencias de descarga en caso de que el sistema se vuelva inestable y se pueda disipar la energía cinética en exceso.

La Figura 20(b) muestra un ejemplo en el que el generador de inducción trifásico está conectado a un transformador trifásico antes del interruptor de circuito. En general, puede ser un transformador elevador o reductor. El primero se emplea para aumentar el voltaje de transmisión a un valor más alto, reduciendo así la pérdida de potencia de transmisión, o adaptar el voltaje del generador al valor de la red. Se puede usar un transformador reductor para llevar el voltaje del generador a niveles seguros para uso de clientes y equipos.

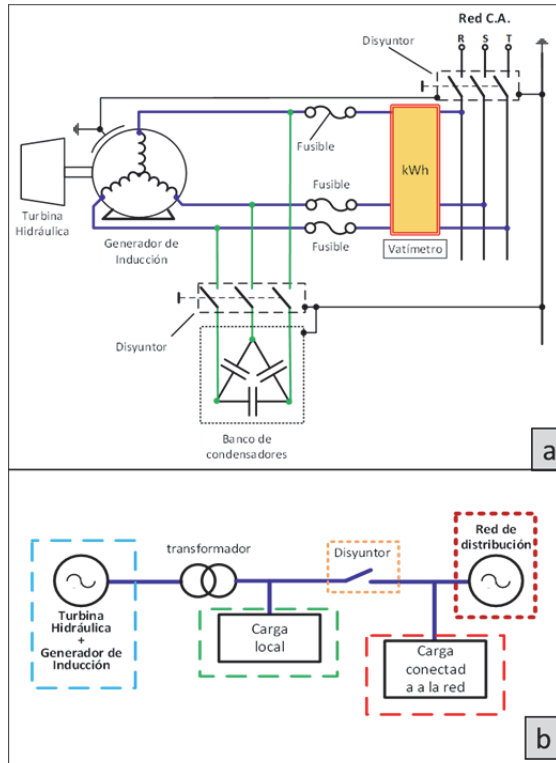


Figura 20. (a) Generador de inducción trifásico de conexión en triángulo. (b) generador de inducción trifásico está conectado a un transformador trifásico antes del interruptor de circuito

6. La eficiencia de la máquina de inducción según la potencia

Los motores de inducción representan actualmente alrededor del 70% del consumo de energía eléctrica de los usuarios industriales. La gran mayoría de los motores instalados son viejos y obsoletos y causan un consumo excesivo. En vista de estos hechos, Europa se ha preocupado por la eficiencia energética de los motores de inducción trifásicos.

La Comisión Electrotécnica Internacional (IEC) publicó la norma IEC / EN 60034-30-1 sobre clases de eficiencia de motores de AC operados en línea en 2014 (Fernandes et al., 2019). Esta norma IEC se refiere a la armonización global de las clases de eficiencia energética para motores eléctricos. El estándar define cuatro clases de eficiencia IE (Eficiencia internacional) que figuran en la Tabla 5. Los motores cubiertos por el estándar cubren aquellos de 120 W a 1000 kW. La cobertura del nuevo estándar incluye motores para 50 y 60 Hz, y con 2, 4, 6 u 8 polos. La Figura 21 ilustra para motores de 4 polos a 50 Hz cómo cambia su eficiencia con su potencia nominal y para cada clase de eficiencia.

Tabla 5. Clasificación de eficiencia de motores eléctricos

IE (Eficiencia Internacional, IE por su acrónimo en inglés)	Clases de eficiencia
IE4	Eficiencia Super-Premium
IE3	Eficiencia Premium
IE2	Alta Eficiencia
IE1	Eficiencia estándar

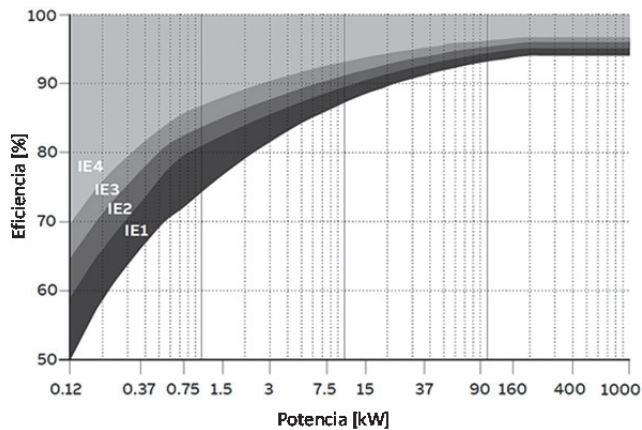


Figura 21. Clases de eficiencia para motores de 4 pares de polos a 50 Hz. (Fernandes et al., 2019)

La Tabla 6 muestra los niveles de umbral de la eficiencia del motor para cada clase (IE1, IE2, IE3 e IE4) y para 1, 2, 3 y 4 pares de motores de inducción de polo (50 Hz) entre 0,12 y 1000 kW de potencia nominal (Fernandes et al., 2019).

¿Cómo se marca la clase IE? El valor de eficiencia más bajo y el código IE asociado del motor se muestran en la placa de características. La información de la placa de características incluye un sello de clase IE de acuerdo con el valor de eficiencia más bajo basado en la combinación de voltaje, frecuencia y potencia al 100%, 75% y 50% de las cargas. Para los motores IE2, se necesita una etiqueta obligatoria IE2-VSD.

Tabla 6. Ejemplo de identificación de IE ABB (2014)

Output kW	IE1				IE2				IE3				IE4			
	2 pole	4 pole	6 pole	8 pole	2 pole	4 pole	6 pole	8 pole	2 pole	4 pole	6 pole	8 pole	2 pole	4 pole	6 pole	8 pole
0.12	45.0	50.0	58.3	31.0	53.6	59.1	50.6	39.8	60.8	64.8	57.7	50.7	66.5	69.8	64.9	62.3
0.18	52.8	57.0	45.5	38.0	60.4	64.7	56.6	45.9	65.9	69.9	63.9	58.7	70.8	74.7	70.1	67.2
0.20	54.6	58.5	47.6	39.7	61.9	65.9	58.2	47.4	67.2	71.1	65.4	60.6	71.9	75.8	71.4	68.4
0.25	58.2	61.5	52.1	43.4	64.8	68.5	61.6	50.6	69.7	73.5	68.6	64.1	74.3	77.9	74.1	70.8
0.37	63.9	66.0	59.7	49.7	69.5	72.7	67.6	56.1	73.8	77.3	73.5	69.3	78.1	81.1	78.0	74.3
0.40	64.9	66.8	61.1	50.9	70.4	73.5	68.8	57.2	74.6	78.0	74.4	70.1	78.9	81.7	78.7	74.9
0.55	69.0	70.0	65.8	56.1	74.1	77.1	73.1	61.7	77.8	80.8	77.2	73.0	81.5	83.9	80.9	77.0
0.75	72.1	72.1	70.0	61.2	77.4	79.6	75.9	66.2	80.7	82.5	78.9	75.0	83.5	85.7	82.7	78.4
1.1	75.0	75.0	72.9	66.5	79.6	81.4	78.1	70.8	82.7	84.1	81.0	77.2	85.2	87.2	84.5	80.8
1.5	77.2	77.2	75.2	70.2	81.3	82.8	79.8	74.1	82.8	85.3	82.5	79.7	86.5	88.2	85.9	82.6
2.2	79.7	79.7	77.7	74.2	83.2	84.3	81.8	77.6	85.9	86.7	84.3	81.9	88.0	89.5	87.4	84.5
3	81.5	81.5	79.7	77.0	84.6	85.5	83.3	80.0	87.1	87.7	85.6	83.5	89.1	90.4	88.6	85.9
4	83.1	83.1	81.4	79.2	85.8	86.6	84.6	81.9	88.1	88.6	86.8	84.8	90.0	91.1	89.5	87.1
5.5	84.7	84.7	83.1	81.4	87.0	87.7	86.0	83.8	89.2	89.6	88.0	86.2	90.9	91.9	90.5	88.3
7.5	86.0	86.0	84.7	83.1	88.1	88.7	87.2	85.3	90.1	90.4	89.1	87.3	91.7	92.6	91.3	89.3
11	87.6	87.6	86.4	85.0	89.4	89.8	88.7	86.9	91.2	91.4	90.3	88.6	92.6	93.3	92.3	90.4
15	88.7	88.7	87.7	86.2	90.3	90.6	89.7	88.0	91.9	92.1	91.2	89.6	93.3	93.9	92.9	91.2
18.5	89.3	89.3	88.6	86.9	90.9	91.2	90.4	88.6	92.4	92.6	91.7	90.1	93.7	94.2	93.4	91.7
22	89.9	89.9	89.2	87.4	91.3	91.6	90.9	89.1	92.7	93.0	92.2	90.6	94.0	94.5	93.7	92.1
30	90.7	90.7	90.2	88.3	92.0	92.3	91.7	89.8	93.3	93.6	92.9	91.3	94.5	94.9	94.2	92.7
37	91.2	91.2	90.8	88.8	92.5	92.7	92.2	90.3	93.7	93.9	93.3	91.8	94.8	95.2	94.5	93.1
45	91.7	91.7	91.4	89.2	92.9	93.1	92.7	90.7	94.0	94.2	93.7	92.2	95.0	95.4	94.8	93.4
55	92.1	92.1	91.9	89.7	93.2	93.5	93.1	91.0	94.3	94.6	94.1	92.5	95.3	95.7	95.1	93.7
75	92.7	92.7	92.6	90.3	93.8	94.0	93.7	91.6	94.7	95.0	94.6	93.4	95.6	96.0	95.4	94.2
90	93.0	93.0	92.9	90.7	94.1	94.2	94.0	91.9	95.0	95.2	94.9	93.4	95.8	96.1	95.6	94.4
110	93.3	93.3	93.3	91.1	94.3	94.5	94.3	92.3	95.2	95.4	95.1	93.7	96.0	96.3	95.8	94.7
132	93.5	93.5	93.5	91.5	94.6	94.7	94.6	92.6	95.4	95.6	95.4	94.0	96.2	96.4	96.0	94.9
160	93.8	93.8	93.8	91.9	94.8	94.9	94.8	93.0	95.6	95.8	95.6	94.3	96.3	96.6	96.2	95.1
200	94.0	94.0	94.0	92.5	95.0	95.1	95.0	93.5	95.8	96.0	95.8	94.6	96.5	96.7	96.3	95.4
250	94.0	94.0	94.0	92.5	95.0	95.1	95.0	93.5	95.8	96.0	95.8	94.6	96.5	96.7	96.3	95.4
315	94.0	94.0	94.0	92.5	95.0	95.1	95.0	93.5	95.8	96.0	95.8	94.6	96.5	96.7	96.3	95.4
355	94.0	94.0	94.0	92.5	95.0	95.1	95.0	93.5	95.8	96.0	95.8	94.6	96.5	96.7	96.3	95.4
400	94.0	94.0	94.0	92.5	95.0	95.1	95.0	93.5	95.8	96.0	95.8	94.6	96.5	96.7	96.3	95.4
450	94.0	94.0	94.0	92.5	95.0	95.1	95.0	93.5	95.8	96.0	95.8	94.6	96.5	96.7	96.3	95.4
500-																
1000	94.0	94.0	94.0	92.5	95.0	95.1	95.0	93.5	95.8	96.0	95.8	94.6	96.5	96.7	96.3	95.4

Conclusiones

El presente capítulo ha desarrollado una descripción de los principios básicos eléctricos que cualquier ingeniero hidráulico que considere la instalación de microsistemas de generación hidráulica debe conocer. Del mismo modo, se han desarrollado los esquemas necesarios para la conexión de los elementos, desarrollando ejemplos de aplicación.

Introducción al funcionamiento de sistemas de agua a presión en régimen transitorio operando con *PAT*

Pérez-Sánchez, M^a, Sánchez-Romero, FJ^b, Ramos, HM^c, .López Jiménez, PA^a

^aDepartamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente. Universitat Politècnica de València.

^bDepartamento de Ingeniería Rural y Agroalimentaria. Universitat Politècnica de València.

^cCERIS, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa.

Resumen

El conocimiento de las condiciones en régimen transitorio en redes de agua presurizadas que están equipadas con bombas que funcionan como turbinas (*PAT*) es de sumo interés, puesto que prevé un funcionamiento muy poco tratado por la bibliografía. El presente capítulo caracteriza la variación de la velocidad de rotación en las máquinas, ligado con situaciones en régimen no permanente ocurridas en redes de agua en el diseño de los sistemas equipados con *PAT*, enfatizando los eventos transitorios que pueden ocurrir durante una operación normal. Se analizan las decisiones a tomar por los operadores del proyecto hacia una operación estable y eficiente asociada al comportamiento dinámico normal de un cierre de válvula de control de flujo o por efecto de sobrevelocidad inducida. Los conceptos básicos del modelado matemático, la caracterización del comportamiento de las válvulas de control, los efectos de amortiguación en la propagación de las olas y las condiciones fuera de control de las *PAT* están actualmente asociados a un diseño inadecuado. La evaluación correcta de las reglas básicas de funcionamiento depende del sistema y del tipo de componentes, así como del nivel de seguridad requerido durante cada operación. Se particulariza en este capítulo en el análisis del funcionamiento no permanente.

Palabras clave: Velocidad de rotación variable; caudal variable; golpe de ariete; transitorio hidráulico.

Abstract

The knowledge of transient conditions in water pipe systems which are equipped with *PAT* is of the utmost importance. This research characterizes the rotational speed variation, water hammer phenomenon in the design of *PAT* systems, emphasizing the transient events that can occur during a normal operation. This is based on project concerns towards a stable and efficient operation associated to the normal dynamic behaviour of a flow control valve closure or by induced overspeed effect. Basic concepts of mathematical modelling, characterization of control valves behaviour, damping effects in the wave propagation and

runaway conditions of *PAT* are currently associated to an inadequate design. The correct evaluation of basic operating rules depends upon the system and components type, as well as the safety level required during each operation.

Keywords: Variable rotational speed; runaway conditions; unsteady flow conditions; water hammer.

1. Introducción

La operación de grupos generadores con rotación variable ha ganado importancia en los últimos años, impulsado además por el desarrollo de plantas eólicas, donde la gran variabilidad de la velocidad del viento exige el ajuste de la turbina, evitando velocidades excesivamente altas (Harrison *et al.*, 2000). En las centrales hidroeléctricas, el uso de la velocidad variable alcanzó una gran importancia con el desarrollo de plantas reversibles, donde la misma máquina ejerce la función de bomba, durante el período de baja demanda energética, y turbina, cuando la demanda es alta, y normalmente la tarifa elevada, viabilizando económicamente este tipo de central (Deane *et al.*, 2010). Pannatier *et al.*, (2010) destacan el aumento de la eficiencia operacional, además de una mayor estabilidad eléctrica e hidráulica del sistema.

A pesar de las ventajas observadas del uso de la velocidad rotación variable, todavía se aplica poco en sistemas de *PAT*. En el caso de bombas comerciales operando como turbina, Joshi *et al.*, (2005) propusieron su uso para atender comunidades aisladas, destacando la mayor capacidad de producción de energía. Carravetta *et al.*, (2013) desarrollaron estrategias de operación en redes de abastecimiento de agua como forma de mejorar el control de presión. Los resultados mostraron una buena respuesta en casos donde no hay una gran variación de la demanda.

El funcionamiento de *PAT* en régimen de velocidad nominal se encuentra muy referenciado y ha sido descrita y discutida a lo largo de los capítulos anteriores del libro. La revisión de las tecnologías disponibles ha sido desarrollada por Senior *et al.*, (2010); Elbatran *et al.*, (2015). Nourbakhsh y Jahangiri (1992) abordaron el análisis del rendimiento y el modelado en *PAT*; Arriaga (2010); Simão y Ramos (2010); Razan *et al.*, (2012); Fecarotta *et al.*, (2016) entre otros, mientras que el análisis de estas máquinas en la red de distribución de agua fue estudiado por Ramos *et al.*, (2009); Caxaria *et al.*, (2011); Carravetta *et al.*, (2014); Butera y Balestra (2015), diseñando una estrategia innovadora para maximizar la energía recuperada cuando los flujos varían a lo largo del día (Carravetta *et al.*, 2013, 2014; Fecarotta *et al.*, 2014, 2016). Estas estrategias se han aplicado para determinar y maximizar la energía recuperada teóricamente en los sistemas de agua potable y riego (Samora *et al.*, 2016; Pérez-Sánchez *et al.*, 2016).

Sin embargo, en la actualidad, el análisis del régimen no permanente en estos sistemas está poco analizado y la instalación de *PAT* en plantas piloto, como las descritas en Imbernón y Usquin, 2014; McNabola *et al.*, 2014, inducen a la necesidad de analizar las condiciones de flujo inestable para poder estimar mejor las sobrepresiones que pueden poner en riesgo las instalaciones. Como novedad, este último capítulo analiza el efecto de cierre en las maniobras de válvulas, el arranque y el apagado de las *PAT* radiales y axiales de pequeño tamaño (es decir, aquellas que poseen una baja inercia) mediante la recopilación de datos experimentales. También se presentan las condiciones de deslizamiento inducidas por el efecto de exceso de velocidad. La sobrepresión y los efectos de corte de caudal (*shutdown* por su acrónimo en inglés) se enfatizan en el exceso de velocidad de las máquinas radiales, así como el aumento del flujo en las máquinas axiales. Estos efectos también se señalaron en Ramos (1995) desarrollado para turbinas convencionales, aunque en este caso, pequeños valores de inercia tienen una influencia importante.

Así pues, el presente capítulo pretende iniciar al lector en los aspectos particulares del régimen transitorio en sistemas de generación, particularizado en el caso de las bombas funcionando como turbinas en condiciones de régimen no permanente, con las particularidades propias de estas máquinas, y definiendo los conceptos teóricos en los cuales se basa el comportamiento analítico de los mismos.

2. Efectos dinámicos

Los transitorios hidráulicos son los regímenes causados por perturbaciones bruscas de caudal y presión durante un cambio de un estado permanente a otro. Estos deben considerarse desde las primeras fases de diseño del esquema de funcionamiento de las máquinas en modo de generación de energía hidroeléctrica para encontrar las especificaciones técnicas correspondientes a un diseño más económico y seguro. Los cambios de caudal son irremediables y por tanto, cualquier máquina motora debe arrancar, sufrir cambios de carga y/o apagarse. Además, en la instalación pueden surgir eventos impredecibles, como errores humanos, fallos en los equipos o peligros ambientales, también pueden causar regímenes inestables graves.

En los sistemas presurizados, todos los componentes deben soportar las sobrepresiones transitorias máximas y las presiones mínimas debidas a los cambios de caudal. La solución óptima final debe considerar los transitorios hidráulicos con todos los efectos dinámicos colaterales así como la interacción con los equipos hidroeléctricos:

- a. Las condiciones máximas y mínimas de presión serán el factor principal en la definición de las condiciones de seguridad operacional. Estas condiciones deberán: evitar la rotura de la tubería, la separación de la columna de agua o la entrada de aire en el sistema y la superposición de las paredes del canal o de la zona de acceso.

- b. Las variaciones de caudal y las maniobras de control de flujo influirán en la respuesta general del sistema, en lo que concierne al exceso de velocidad de la turbina, el sistema de control automático (por ejemplo, reguladores) y las condiciones de estabilidad, así como los esfuerzos estructurales inducidos por las fuerzas hidrodinámicas.

El tipo de métodos de análisis que se aplicarán dependerá de la fase de diseño y de las características de cada sistema hidráulico. Los accidentes debidos a transitorios hidráulicos pueden representar un riesgo muy importante en lo que concierne tanto a las pérdidas económicas como a las pérdidas por roturas en los sistemas y de operación del motor, la fiabilidad y la calidad de la producción; incluso en términos de vidas humanas con accidentes graves. Para sistemas de micro o pequeñas centrales hidroeléctricas, la metodología general del análisis de transitorios puede ser la siguiente:

A- Estudios preliminares y de viabilidad y fases iniciales de diseño.

Análisis transitorio preliminar (golpe de ariete) para situaciones básicas y maniobras.

- Objetivo: garantizar una solución económica y viable sin dispositivos de protección especiales o predecir las restricciones operativas o el tipo de protección que se especificará más adelante.

B- Estudios detallados de diseño para el conjunto por licitaciones.

En diseños de conjuntos grandes, deben realizarse análisis y estudios detallados de transitorios, incluidos los sistemas de protección seleccionados, para obtener la respuesta hidráulica a las condiciones operativas normales y anormales de la turbina y seleccionar los principales parámetros del equipo.

- Objetivo: especificar las características principales de los componentes, a saber, en lo que se refiere al circuito de transporte hidráulico (canal y compuertas o túneles y conductos) y el equipo de control de flujo (válvulas de seguridad y control, tiempo de maniobras, inercia de la unidad, entre otros) en las características estimadas del equipo.

C- Estudios finales para construcción y operación.

En estudios avanzados, deben realizarse análisis detallados de transitorios y simulaciones computacionales, incluidas las características del equipo seleccionado y las especificaciones finales de las obras civiles.

- Objetivo: verificar el nivel de seguridad del sistema hidráulico y especificar las reglas de operación y apoyar el desarrollo de *software* para sistemas de automatización especiales.

El análisis hidráulico completo, incluidos los regímenes transitorios y los efectos dinámicos interactivos, es un tema complejo que justifica, que para las centrales hidroeléctricas pequeñas, el presupuesto de diseño restringido ciertamente impondrá la aplicación de criterios bien conocidos y métodos de análisis ya operacionales. Sin embargo, los códigos computacionales basados en las ecuaciones hidrodinámicas inestables y transitorias completas son, en la actualidad, relativamente fáciles de usar.

Los antiguos métodos aproximados de análisis de golpe de ariete por métodos analíticos o gráficos no son justificables y pueden ser peligrosos tanto desde el punto de vista económico como de seguridad.

En el caso particular de los sistemas equipados con bombas funcionando como turbinas, el análisis hidráulico dependerá en gran medida del tipo de red eléctrica a la que se conecte el sistema *PAT* una vez instalado: 1) una conexión con una red aislada, impondrá restricciones más severas, especialmente en lo que respecta a los efectos dinámicos y la estabilidad de la regulación de la velocidad de la turbina; 2) una conexión a una gran red eléctrica nacional con una producción de energía mucho mayor facilitará la operación del motor en lo que concierne a los efectos dinámicos.

2.1. Transitorios típicos

Cuando el caudal a través de un elemento (*e.g.*, válvula, bomba, turbina) disminuye demasiado rápido, la presión a lo largo de la tubería aguas arriba del dispositivo de control de caudal se elevará por encima del nivel inicial y podría hacer que los elementos de la infraestructura (*i.e.*, tuberías, válvulas, bombas) colapsasen. Aguas abajo del dispositivo de control, la variación de presión seguirá el camino opuesto, cuando el flujo disminuye, la presión tenderá a disminuir. Este fenómeno se conoce típicamente como el golpe de ariete hidráulico y es uno de los aspectos más dramáticos de los transitorios hidráulicos (Ramos, 1995).

En cualquier análisis de presión en régimen no permanente se deben considerar los siguientes pasos:

- 1) El origen físico del fenómeno y su caracterización matemática.
- 2) La selección de escenarios compatibles con las características de la hidroelectricidad y la evaluación de las variaciones de presión transitorias, lo más precisa posible de acuerdo con la etapa de diseño.
- 3) La selección, análisis y especificación de procedimientos operacionales de protección especial o dispositivos o componentes para controlar las variaciones de presión transitorias y otros efectos dinámicos dañinos en la operación de la planta.

En lo que respecta a las condiciones operativas que deben considerarse en los planes de pequeños sistemas de microgeneración, se pueden definir los siguientes regímenes de operación a partir de la Tabla 1.

Tabla 1. Ejemplos de condiciones operativas para el análisis y simulación de transitorios (Ramos, 2000)

TIPO OPERACIÓN	DESCRIPCIÓN	EJEMPLO
Normal	Regímenes de flujo de estado permanente para diferentes descargas de turbinas y elementos de carga. Estas condiciones son normales, según lo esperado o especificado, que no deberían causar ninguna dificultad o problema (factores de seguridad máximos)	<p>Regímenes de flujo de estado permanente para condiciones de turbina sin carga.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Operación transitoria a régimen síncrono y condiciones de carga. • Rechazo de la carga durante el funcionamiento de la turbina seguido del cierre del equipo de control de caudal. • Llenado de pozos y vaciado de conducciones.
Emergencia	Fallo en el mecanismo de cierre de turbina. Son probables pero inesperadas pueden causar algunos inconvenientes, pero no deben dañar el sistema hidráulico (factores de seguridad promedio).	<p>Un fallo en un dispositivo de protección contra el golpe de ariete</p> <ul style="list-style-type: none"> • El cierre de la válvula de seguridad de una unidad después de un rechazo completo de la carga de la turbina. • Control de flujo bajo régimen de embalaje de turbina. • Inicio rápido de la máquina seguido de un fallo de una unidad. • Sucesión desfavorable de operaciones con superposición de regímenes transitorios.
Excepcional	Fallo completo de los mecanismos de cierre de la turbina con un paro de flujo muy rápido (en un tiempo inferior al tiempo crítico de cierre ($t_c = \frac{2L}{c}$), muy inesperadas y altamente improbables, pueden causar graves daños al sistema hidráulico (factores de seguridad mínimos). L es la longitud de la conducción en m, c es la celeridad de la onda en m/s	<ul style="list-style-type: none"> • Fallo de más de un dispositivo de protección o seguridad. • Bloqueo total de todos los puntos de entrada de la turbina y cierre de todas las válvulas de seguridad de la compuerta. • Separación y cierre de la columna descendente o de tiro debido al flujo inverso. • Fenómenos de resonancia u oscilación. • Desglose de la compuerta. • Acciones hidrodinámicas inducidas sísmicamente.

La celeridad de onda está dada por la siguiente expresión:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho(1+(K/E)\psi)}} \quad \text{Ecuación 1}$$

donde K es el módulo de elasticidad en masa del fluido en N/m²; E es el módulo de elasticidad de Young de la tubería en N/m²; y ψ es el parámetro adimensional que tiene en cuenta el parámetro de sección transversal de la tubería y soporta la restricción.

Los efectos de los transitorios hidráulicos dependerán en gran medida de las características generales del sistema hidráulico, incluido el número de unidades y el tipo de turbinas. En todos los casos, el objetivo principal es evitar cualquier daño grave a las compuertas u otros conductos de presión, así como a cualquier otro componente del hidrosistema. En lo que concierne a la protección de la compuerta estructural, tanto la presión transitoria máxima como la mínima deben controlarse para evitar que: 1) se exceda la presión máxima permitida, para evitar una rotura de la tubería; y 2) la presión subatmosférica para evitar los fenómenos de cavitación y los efectos de separación de la columna de agua, así como un evento potencial de pandeo en la pared de la tubería. Normalmente, las variaciones máximas permisibles relativas a la relación entre el incremento de presión (ΔH) y la piezométrica estática (H_0) dependerán de la presión de diseño:

Tabla 2. Ejemplos

Ho (m)	$\Delta H / H_0$ máximo permitido
500 - 200	0.15 – 0.20
200 - 50	0.20 – 0.30
<50	0.30 – 0.40

En todos los casos, se debe considerar adecuadamente la reducción de presión o la presión transitoria mínima para que las compuertas o los conductos estén protegidos contra la formación de presiones atmosféricas y formación de vacío (separación de la columna de agua).

La teoría básica del golpe de ariete (Wylie *et al.*, 1993) la variación de presión transitoria máxima (ΔH_J), debido a una alteración del flujo, sigue la fórmula de Joukowsky:

$$\Delta H_J = \pm \frac{c\Delta V}{g} \quad \text{Ecuación 2}$$

donde ΔV es la variación de velocidad en m/s, c es la celeridad de la onda en m/s y g es la constante gravitatoria en m/s²

La fórmula de Joukowsky solo será válida para maniobras instantáneas o rápidas, cuando la duración del cambio de flujo o tiempo de cierre (T_c) sea menor o igual al tiempo crítico de cierre (t_c), es decir el tiempo de un viaje de ida y vuelta de la primera onda elástica de presión o el tiempo para que la onda elástica se propague desde la

fuente de la perturbación en la entrada de la compuerta, donde se reflejará de nuevo con la misma velocidad y regresará a la fuente de la perturbación (Wylie *et al.*, 1993). Esta situación se puede evitar si T_C se elige para condiciones normales de operación para de tal forma que $T_C \gg t_c$ (maniobra lenta). Esto podría obtenerse fácilmente cerrando o abriendo el dispositivo de control de flujo del sistema de generación (e.g., boquilla o aleta guía, o válvula) muy lentamente. Para maniobras lentas, la variación relativa aproximada de la presión $\Delta H_M/H_0$ puede ser dada por

$$\frac{\Delta H_M}{H_0} = K_T \frac{T_w}{T_C} \quad \text{Ecuación 3}$$

donde K_T es un factor que depende del tipo y funcionamiento de la máquina motora y T_w es la constante de tiempo de inercia hidráulica definida por la expresión:

$$T_w = \frac{LV_0}{gH_0} \quad \text{Ecuación 4}$$

donde: L es la longitud de la conducción en m; V_0 es la velocidad de flujo inicial o final en m/s; H_0 es la caída neta de referencia en mca.

3. Regímenes transitorios

3.1. Modelado hidráulico básico

Se puede analizar el flujo en régimen no permanente en sistemas de tuberías presurizadas con una longitud mayor que el diámetro, considerando modelos unidimensionales (1D), a través de las ecuaciones de conservación de masa y momento que se derivan del teorema de transporte de Reynolds (White, 2008). Estos principios están definidos por las Ecuaciones 5 y 6 (Wylie *et al.*, 1993):

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{4\tau_w}{\rho g D} = 0 \quad \text{Ecuación 6}$$

donde H es la altura piezométrica en mca; t es el tiempo en s; c es la celeridad de la onda de presión en m/s, que está definida por la Ecuación 1; g es la aceleración de la gravedad en m/s^2 ; A es el área interior de la tubería en m^2 ; Q es el flujo en m^3/s ; x es la coordenada a lo largo del eje de la tubería; τ_w el esfuerzo cortante en la pared de la tubería en N/m^2 ; ρ es la densidad del fluido en kg/m^3 ; y D es el diámetro interior del tubo en m.

Las hipótesis aplicadas en los modelos clásicos de golpe de ariete unidimensionales son: (i) El flujo es homogéneo y compresible; (ii) Los cambios de densidad y temperatura en el fluido se consideran despreciables frente a las variaciones de presión y flujo; (iii) distribución de perfil de velocidad uniforme, considernado el coeficiente de Coriolis igual a 1; (iv) comportamiento lineal y elástico del material de la conducción; (v) las pérdidas por fricción son determinandas mediante la expresión de Darcy-Weisbach (Almeida y Koelle, 1992)

Las Ecuaciones 5 y 6 se pueden simplificar en un sistema de ecuación hiperbólico (Chaudhry, 1987; Ramos, 1995). Estas ecuaciones se pueden presentar como una matriz:

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}(\mathbf{U})}{\partial x} = \mathbf{D}(\mathbf{U}) \quad \text{Ecuación 7}$$

siendo:

$$\mathbf{U} = \begin{bmatrix} H \\ Q \end{bmatrix}; \mathbf{F}(\mathbf{U}) = \begin{bmatrix} \frac{c^2}{gA} Q \\ gA H \end{bmatrix}; \mathbf{D}(\mathbf{U}) = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{-JgA}{Q^2} Q|Q| \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 8}$$

donde J es el gradiente hidráulico.

La solución de estas ecuaciones se obtiene a través de un intervalo de tiempo discretizado para cada paso de tiempo ‘ Δt ’ en un punto específico de la tubería para cada ‘ Δx ’, que cumple la condición de Courant (Cr = 1):

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = a \quad \text{Ecuación 9}$$

La Ecuación 7 se puede transformar en ecuaciones algebraicas lineales, obteniendo las Ecuaciones 10 y 11. La aplicación de estas ecuaciones se denomina “Método de Características” (MOC) (Wylie *et al.*, 1993).

$$C^+: H_i^{n+1} - H_{i-1}^n + \frac{A}{c}(V_i^{n+1} - V_{i-1}^n) + \frac{f_{i-1}^{n+1} \Delta x}{D} V_{i-1}^n |V_{i-1}^n| = 0 \quad \text{Ecuación 10}$$

$$C^-: H_i^{n+1} - H_{i-1}^n - \frac{A}{c}(V_i^{n+1} - V_{i-1}^n) - \frac{f_{i-1}^{n+1} \Delta x}{D} V_{i-1}^n |V_{i-1}^n| = 0 \quad \text{Ecuación 11}$$

donde $H_i^{(n+1)}$ es la altura piezométrica en mca en la sección de tubería ‘i’ y en el instante ‘n + 1’; $V_i^{(n+1)}$ es la velocidad en m/s en la sección de tubería ‘i’ y el instante de tiempo ‘n + 1’; donde $H_{(i-1)}^n$ es la altura piezométrica en mca. en la sección de tubería ‘i-1’ y en el instante ‘n’; $V_{(i-1)}^n$ es la velocidad en m/s en la sección de tubería ‘i-1’ y el instante de tiempo ‘n’; $f_{(i-1)}^n$ es el factor de fricción en la sección ‘i-1’ en el instante de tiempo ‘n’.

3.2. Bombas que funcionan como turbinas en régimen de velocidad variable

Tal y como se abordó en capítulos anteriores, el control de velocidad de giro es fundamental para adaptar la máquina a las mejores condiciones de funcionamiento y obtener máxima potencia y/o eficiencia. Sin embargo, al cambiar la rotación de la PAT, se genera un régimen transitorio, siendo necesario evaluar su impacto al sistema, ya que esta será una maniobra constantemente realizada. La Figura 1 presenta diferentes casos: la reducción y aumento de la velocidad de giro, con gran y baja amplitud desarrollados en el laboratorio experimental del Departamento de Ingeniería Civil del Instituto Superior Técnico de Lisboa. Como se esperaba, el caso donde el cambio de la rotación es mayor causa un pico de presión mayor. Sin embargo, en ambos casos este aumento de la presión es insignificante y, por lo tanto, el uso de la rotación variable no debe causar daños al sistema para la PAT ensayada.

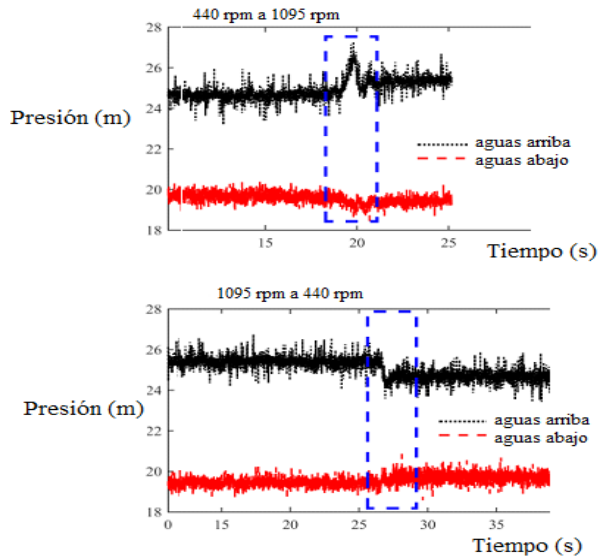


Figura 1. Transitorios hidráulicos causados por el cambio de la rotación de la PAT

3.3. Apertura y cierre de válvulas

Las válvulas son componentes del sistema, responsables de cambiar el flujo cuando cambia su grado de apertura. Cualquier operación en una válvula modifica el grado de apertura y varía el coeficiente de pérdida de la misma, causando una variación del flujo en el sistema, siendo uno de los orígenes de los transitorios hidráulicos. El tiempo de cierre y el tipo de válvula influyen en el tipo de golpe de ariete (es decir, maniobras rápidas o lentas) para un sistema caracterizado por su diámetro, longitud y material de tubería. En el caso de las maniobras con válvulas cercanas a sistemas de generación, el efecto es el mismo, y por tanto, debe analizarse el comportamiento de la máquina frente a estas maniobras.

Para cualquier maniobra, el coeficiente de pérdida de la válvula es una función del grado de apertura ($K_v(\theta)$) (Abreu *et al.*, 1995) y el comportamiento de la válvula se puede definir mediante la ecuación:

$$Q = K_v(\theta)\sqrt{\Delta H} \quad \text{Ecuación 12}$$

donde Q es el caudal en m^3/s ; K_v es el coeficiente de pérdida de flujo en función del grado de apertura (θ) en $\text{m}^{5/2}/\text{s}$. Este coeficiente se puede obtener de la fabricación y ΔH es la pérdida de carga en la válvula en mca.

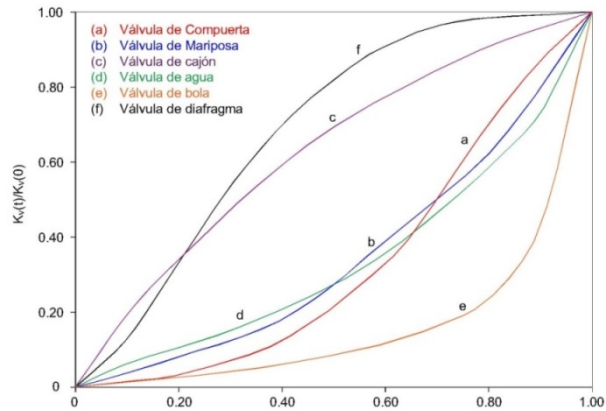


Figura 2. Tipo de cierre en función del tipo de válvula del coeficiente de flujo (Adapatada de Iglesias-Rey *et al.*, 2004)

Los resultados descritos en las Figuras 3 y 4 muestran que para maniobras rápidas ocurre un pico adicional de presión. Asimismo, cuando el cierre o apertura es parcial, la variación de la presión no es significativa. Sin embargo, para un arranque o parada en el caso de estar funcionando con *PAT*, es conveniente un funcionamiento a través de maniobras lentas. La Figura 3 muestra que el cierre lento tanto parcial como total, no supone ningún riesgo de sobrepresión, mientras que las maniobras rápidas pueden conducir a sobrepresiones del 300% respecto a la altura en regimen permanente. En el caso de maniobras de apertura, Figura 4, los resultados son similares, siendo más acusada la depresión generada y por tanto, la aparición de riesgo de cavitación.

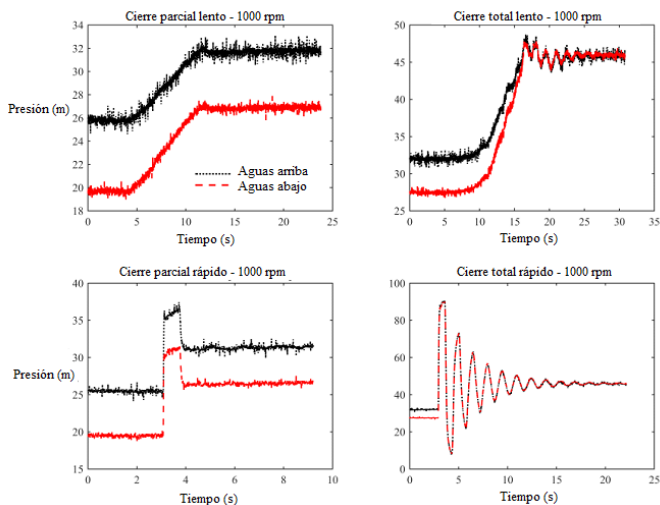


Figura 3. Transitorios hidráulicos causados por el cierre de válvulas

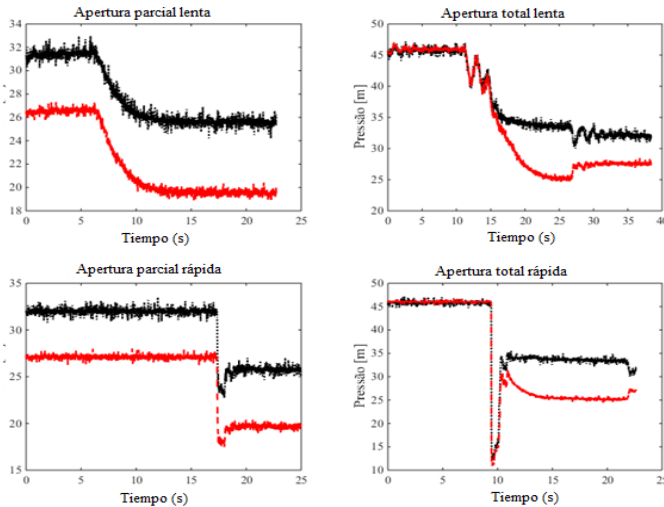


Figura 4. Transitorios hidráulicos experimentales causados por la apertura de válvulas

La duración de la maniobra de la válvula, el diámetro, el tipo de ley de cierre (lineal o no lineal) y el tipo de actuador influirán en la forma y los valores de las envolventes de líneas piezométricas. En este caso, es el tiempo efectivo de cierre quien adquiere una gran importancia, ya que según el tipo de válvula su tiempo de cierre efectivo será mayor o menor, generando una sobrepresión menor o mayor respectivamente, para una misma ley temporal de cierre

El tiempo efectivo de cierre (T_{ef}) es el tiempo real del cierre de la válvula (menor que el tiempo total (T_c), que puede inducir una alta reducción de la descarga, responsable del fenómeno del golpe de agua extremo. Este tiempo está, matemáticamente, definido por Ecuación 13 por la tangente al punto de la curva donde dq/dt es máximo:

$$T_{ef} = \frac{\Delta Q}{\left(\frac{dq}{dt}\right)_{max}} \tag{Ecuación 13}$$

donde q es la relación Q/Q_0 (valor de descarga relativo), Q es la variación de descarga en el sistema hidráulico, y Q_0 es la descarga para la apertura total.

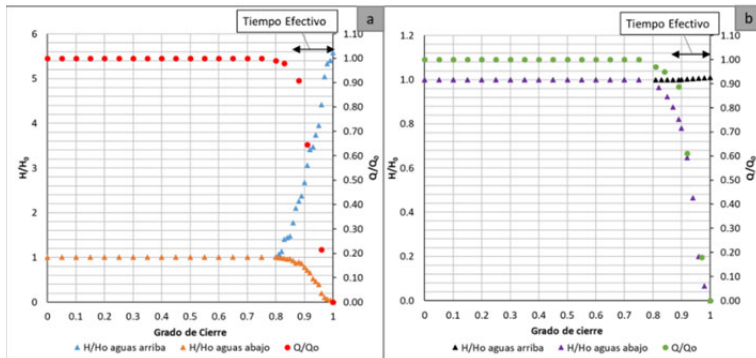


Figura 5. Variación H/H_0 (ascendente y descendente) y Q/Q_0 en una válvula de bola para flujo turbulento (izquierda; $Re = 100000$) y flujo laminar (derecha; $Re = 1000$). Comparación entre cierre efectivo y cierre total (adaptada Pérez-Sánchez (2017))

3.4. Condiciones de embalamiento

La velocidad de embalamiento es aquella velocidad de rotación que alcanza una máquina motora cuando el par resistente se anula, generalmente por desconexión del generador. En las turbinas de reacción con baja velocidad específica, el caudal disminuye con la sobrevelocidad transitoria. A la inversa, para turbinas con alta velocidad específica, la descarga transitoria tiende a aumentar (Ramos, 1995, 2000).

El flujo que atraviesa el rodete se caracteriza por tres tipos de velocidades: velocidad absoluta del agua (V) con la dirección impuesta por el conjunto de aletas guía, velocidad relativa (W) a través del corredor y velocidad tangencial C , del impulsor (Figura 6).

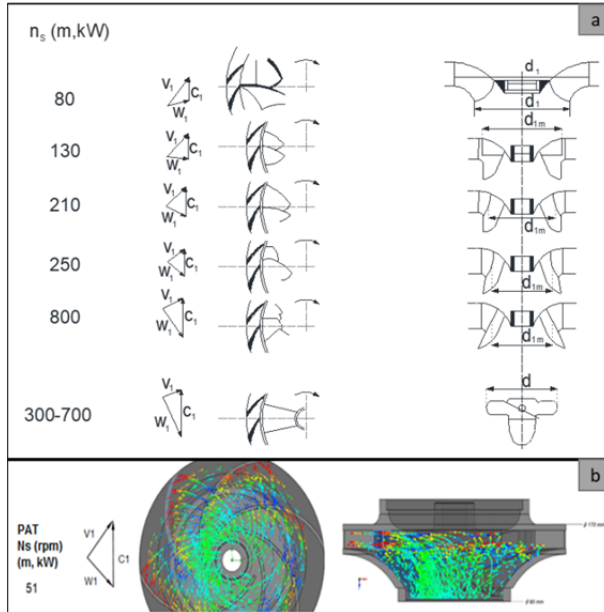


Figura 6. Componentes de (a) velocidad a través de un rodete de turbina de reacción (adaptada de Mataix, 2009); (b) simulación de un rodete de una PAT radial para $n_s = 51$ rpm (m, kW), en vista frontal y en sección transversal

Para una distribución de velocidad uniforme asumida en la entrada (sección 1) y la salida (sección 2) de un rodete, la aplicación del teorema de Euler permite obtener la relación entre el motor binario y el momento de impulso entre estas dos secciones 1 y 2, siendo α y r el ángulo y el radio, por la ecuación:

$$M_{ext} = \rho Q(r_1 V_1 \cos \alpha_1 - r_2 V_2 \cos \alpha_2) \quad \text{Ecuación 14}$$

Particularmente, cuando se da la circunstancia de desconexión de la PAT de la red eléctrica, sin que haya actuación inmediata de una válvula de seguridad, se alcanzará la rotación de embalamiento, resultante de la combinación entre el caudal máximo del sistema y la inercia del grupo generador. Los resultados obtenidos para diferentes caudales se muestran en la Figura 7.

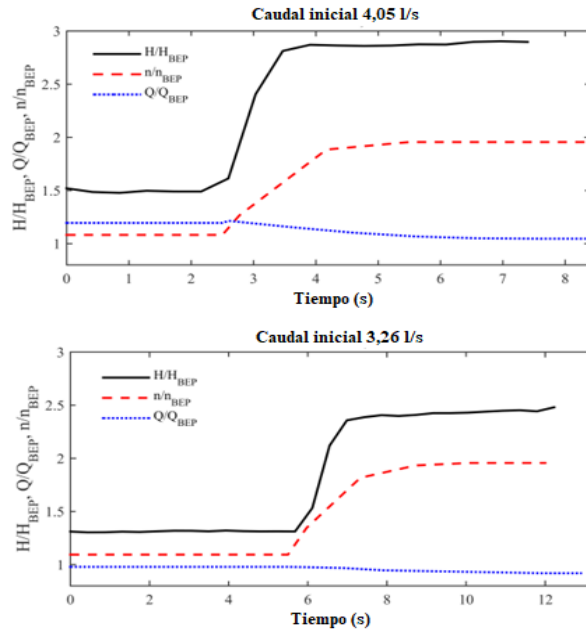


Figura 7. Comportamiento experimental de una PAT (n_s , 51 rpm (m,kW)) cuando se produce la descarga de la máquina y para diferentes caudales iniciales

Se observa que las presiones aguas abajo no se alteran significativamente. Sin embargo, hay una pequeña reducción del flujo del sistema, lo que explica el aumento de la presión de agua. De acuerdo con Chapallaz (1992) y Ramos (1995 y 2000), esta es una característica de máquinas radiales, que producen mayores pérdidas con el aumento de la velocidad de rotación debido a las fuerzas centrífugas que actúan en el fluido. La Figura 8 muestra la reducción del caudal en el sistema en función del aumento de la velocidad de giro. De esta forma, además de los problemas mecánicos observados en la PAT causados por el aumento de la vibración, existe también el riesgo de desabastecimiento de regiones más alejadas en una red real, ya que hay un gran aumento en la pérdida de carga localizada, reduciendo el caudal disponible para los consumidores.

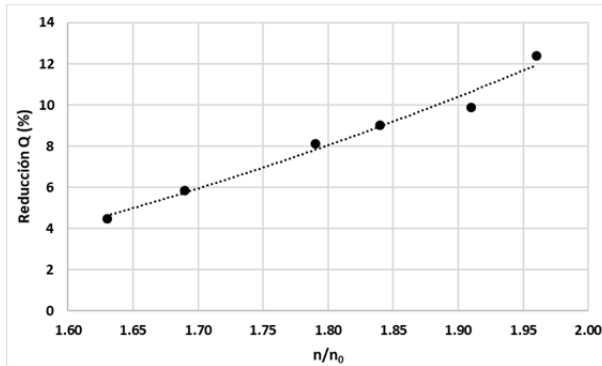


Figura 8. Reducción del caudal en función de la velocidad de rotación para una PAT con $n_s = 51$ (rpm) (m, kW); $Q_0=3,36$ l/s y $H=4$ m. Caso experimental desarrollado en IST

Según Ramos (1995), la relación entre la descarga de flujo en condiciones fuera de control (Q_{RW}) y la descarga para las condiciones iniciales de apertura total (Q_0). En este caso el ratio $\frac{Q_{RW}}{Q_0}$ tiende a aumentar linealmente con el aumento de la velocidad específica, en particular para máquinas de mayor inercia (Figura 9).

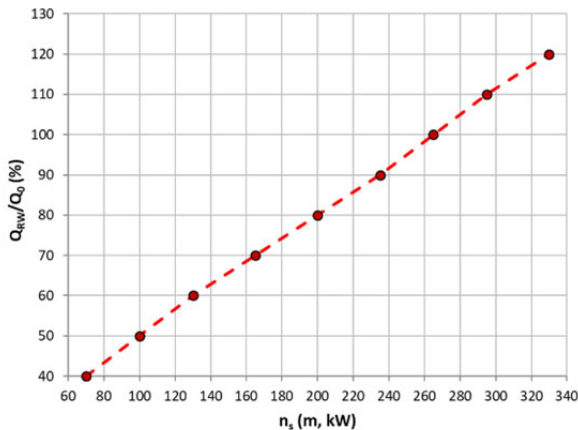


Figura 9. Efecto de sobrevelocidad en la variación de descarga de turbinas de reacción (adaptado de Ramos, 1995)

Ramos (1995, 2000) determinó las variaciones de la relación Q/Q_{BEP} en función de n/n_{BEP} para valores constantes de h (H/H_{BEP}). Así mismo, Pérez-Sánchez (2017) abordó el estudio en dos máquinas de baja potencia (radial y axial), obteniendo el mismo comportamiento dinámico que Ramos (2000) (Figura 10). El embalamiento ocasiona una reducción del caudal circulante en las máquinas radiales mientras que produce un incremento del caudal circulante para rodetes con componente axial.

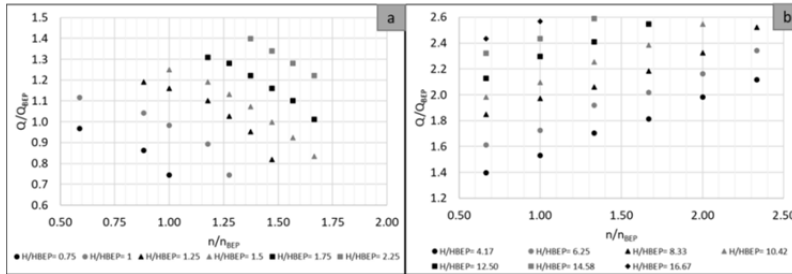


Figura 10. Resultados experimentales obtenidos para Q/Q_{BEP} en función del ratio n/n_{BEP} y de la relación H/H_{BEP} para máquinas radiales y axiales. (a) PAT Radial $n_s=51$ rpm. (b) Máquina Axial $n_s=235$ rpm (adaptado de Pérez-Sánchez, 2017))

La Figura 11 muestra el esfuerzo al que se ven sometidas las partes mecánicas de una PAT. Se observa la fuerza del remolino de la región central del vórtice en la salida del impulsor en el tubo de descarga así como en todos los cambios de dirección del flujo.

Para analizar el efecto de los chorros, se observaron la velocidad y las cantidades turbulentas de las simulaciones en la interfaz del tubo impulsor-descarga. Aparece una tendencia de separación en la interfaz rotor-estator y en la transición del tubo impulsor-tiro. La distribución circunferencial de la energía afecta el flujo cerca del corredor, lo que aumenta la turbulencia y los efectos disipativos asociados. Se presenta la tensión radial de cizallamiento de la pared. Una mayor tensión de cizallamiento de la pared se obtiene localmente en las superficies externas del impulsor. El flujo está completamente conectado hasta el final del corredor. Los chorros de alta velocidad en las curvas de las tuberías y el tubo de tiro crean una región de presión más baja. La presión inferior permite doblar las líneas de corriente hacia el remolino, a pesar de la fuerza centrífuga impuesta al fluido en el impulsor y en la transición al tubo de tiro. El modelo *CFD* explica el efecto de la tensión rápida, la fuerte curvatura de la línea de corriente y el movimiento en espiral (vorticidad), que son visibles en los resultados de la simulación.

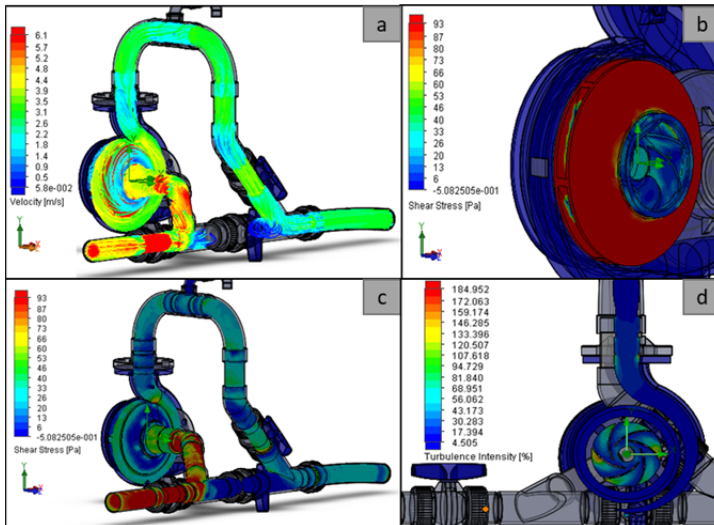


Figura 11. Ejemplo de simulación para valores de velocidad, tensión de corte y turbulencia en varias partes del PAT ($n_r=51\text{rpm}$): $n = 1500\text{ rpm}$ y $Q = 4.6\text{ l/s}$. (a) Velocidad. (b) Esfuerzo cortante en rodete. (c) Esfuerzo cortante en toda la máquina. (d) Turbulencia en rodete. Adaptado Simao *et al.*, (2019)

Conclusiones

En este capítulo final, se ha abordado la introducción al régimen transitorio cuando se opera con máquinas de microgeneración, que el usuario debería considerar a la hora de llevar a cabo el análisis. El tipo de análisis estará influenciado por la etapa de diseño y la complejidad de cada sistema. Por lo tanto, según las características de cada sistema hidráulico, para las maniobras más predecibles, los diseñadores podrán definir las reglas de explotación de acuerdo con los niveles de seguridad esperados. De hecho, es necesario especificar reglas operativas convenientes para controlar las presiones transitorias (tanto máxima como mínima). Estas especificaciones dependerán principalmente de los siguientes factores:

- Las características del sistema de tuberías a proteger; de hecho, estas características basadas en la pérdida de carga y la inercia de la columna de agua pueden modificar de manera adversa el comportamiento del sistema y el mismo tiempo de cierre de la válvula puede inducir si un cambio de flujo lento o rápido;
- Las características intrínsecas de la válvula: una válvula de mariposa (por ejemplo, para alturas medias) y una válvula esférica (por ejemplo, para cabezas altas) tienen diferentes efectos en la respuesta de flujo dinámico para la misma ley de cierre;

- A consecuencia que las *PAT* no tienen una aleta guía, el control de flujo se realiza a través de válvulas donde las leyes de cierre y apertura son cruciales en las condiciones del sistema de seguridad, como el tipo de actuador de válvula;
- En función de las características de la bomba como máquina de turbina (radial o axial), diferentes comportamientos dinámicos se asociarán a:
 - la pequeña inercia de las masas en rotación induce un rápido efecto de sobrevelocidad en condiciones de fuga impuesta por un rechazo de carga total.
 - los efectos de sobrevelocidad provocan variaciones de flujo (es decir, reducción de flujo en máquinas de bajo ns y aumento en las máquinas de alto ns) y variaciones de presión que pueden propagar los purgas hacia arriba de una máquina radial y los purgas hacia abajo de la misma.

Sin duda, el análisis complejo del comportamiento en régimen no permanente de las máquinas, particularmente en su asociación en serie y en paralelo, incluyendo condiciones de velocidad variable, entra de lleno en los desarrollos futuros de la presente tecnología.

Bibliografía

- R Abbasi, T.; Abbasi, S.A., 2011. Small hydro and the environmental implications of its extensive utilization. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2011, 15, 2134-2143.
- ABB, 2014. IEC 60034-30-1 standard on efficiency classes for low voltage AC motors. Technical note. Available from the internet: <https://library.e.abb.com/public/1018a82e36b29462c1257d41002b3470/TM025%20EN%2008-2014%20IEC60034-30-1_lowres.pdf> 2 p
- Abreu, J., Guarga, R. & Izquierdo, J., 1995. *Transitorios y oscilaciones en sistemas hidráulicos a presión*. J. Abreu, R. Guarga, & J. Izquierdo, eds., Valencia: U.D. Mecánica de Fluidos. Universitat Politècnica de València.
- Adhau, S.; Moharil, R.; Adhau, P., 2012. *Mini-hydro power generation on existing irrigation projects: Case study of Indian sites*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, pp. 4785-4795.
- Agarwal, T. Review of pump as turbine (PAT) for micro-hydropower. *Int. J. Emerg. Technol. Adv. Eng.* 2012, 2, 163-169.
- Alatorre-Frenk, A., 1994. *Cost minimization in micro-hydro systems using pumps as turbines*. PhD Thesis. University of Warwick. Reino Unido.
- Almandoz, J.; Cabrera, E.; Arregui, F.; Cabrera, E.; Cobacho, R., 2005 *Leakage Assessment through Water Distribution Network Simulation*. *J Water Res PI-ASCE* 131(6):458-466.
- Almeida, A.B.; Koelle, E., 1992. *Fluid transients in pipe networks*. Computational Mechanics Publications. Elsevier Applied Science, Amsterdam, Netherlands.
- Alonso-Tristán, C.; González-Peña, D.; Díez-Mediavilla, M., Rodríguez-Amigo, M., García-Calderón, T., 2011. *Small hydropower plants in Spain: A case study*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, nº 6, pp. 2729-2735.

- Andrade, M. A.; Rojano, F.; Romero-Gómez, P.; & Choi, C. Y., 2010. *Integrated Water Quality Modeling of Water Distribution Systems*. In Proc. ASCE 12th Annual Conference on Water Distribution Systems Analysis, Tucson, Ariz.
- Araujo L.; Ramos, H.; Coelho, S., 2006. *Pressure control for leakage minimisation in water distribution systems management*. *Water Resources Management* 20(1):133-149.
- Arias, O.; Fidiás, G., 1999. *El Proyecto de Investigación: Guía para su elaboración*. Episteme. Caracas.
- Arriaga, M., 2010. *Pump as turbine – A pico-hydro alternative in Lao People’s Democratic Republic*. *Renewable Energy*, vol. 35, pp. 1109-1115.
- Baghaee, H. R., Mirsalim, M., Gharehpetian, G. B., Kaviani, A. K., 2012. *Security/cost-based optimal allocation of multi-type FACTS devices using multi-objective particle swarm optimization*. *SIMULATION*, 88(8), 999-1010. <https://doi.org/10.1177/0037549712438715>
- Baghaee, H. R., Mirsalim, M., Gharehpetian, G. B., Talebi, H. A., 2016. *Reliability/cost-based multi-objective Pareto optimal design of stand-alone wind/PV/FC generation microgrid system*. *Energy*, 115, 1022–1041. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.007>
- Baghaee, H. R., Mirsalim, M., Gharehpetian, G. B., 2017. *Multi-objective optimal power management and sizing of a reliable wind/PV microgrid with hydrogen energy storage using MOPSO*. *Journal of Intelligent & Fuzzy Systems*, 32(3), 1753-1773. <https://doi.org/10.3233/JIFS-152372>
- Barbarelli S., Amelio M., Florio G., 2016. *Predictive model estimating the performances of centrifugal pumps used as turbines*. *Energy*; 107: 103-121. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.03.122>
- Berndtsson, J. C.; Jinno, K., 2008. *Sustainability of urban water system: examples from Fukuoka, Japan*. *Water Policy* 10, 501-513.
- Binama M, Su W-T, Li X-B, Li F-C, Wei X-Z, An S. Investigation on pump as turbine (PAT) technical aspects for micro hydropower schemes: A state-of-the-art review. *Renew Sustain Energy Rev.* 2017; 79: 148-179. doi:10.1016/J.RSER.2017.04.071
- Bogdanović-Jovanović, J.B.; Milenković, D.R.; Svrkota, D.M.; Bogdanović, B.; Spasić, I.T. (2014). *Pumps used as Turbines. Power ha, Energy Efficiency, CFD Analysis*. *Thermal Sc.*: Vol 18, No. 3, pp. 1029-1040.
- Boyd, G. R.; Wang, H.; Britton, M. D.; Howie, D. C.; Wood, D. J.; Funk, J. E.; Friedman, M. J. (2004a). *Intrusion within a simulated water distribution system due to hydraulic transients I: Description of test rig and chemical tracer method*. *Journal of Enviro. Engin.* 130(7), ASCE, pp. 774-777.

- Boyd, G. R.; Wang, H.; Britton, M. D.; Howie, D. C.; Wood, D. J.; Funk, J. E.; Friedman, M. J. (2004b). *Intrusion within a simulated water distribution system due to hydraulic transients II: Volumetric method and comparison results*. Journal of Environmental Engineering 130(7), ASCE, pp. 778-783.
- Butera, I.; Balestra, R. (2015). *Estimation of the hydropower potential of irrigation networks*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 48, pp. 140-151.
- Cabrera, E.; Cobacho, R.; Soriano, J. (2014). *Towards an Energy Labelling of Pressurized Water Networks*. Procedia Eng. 2014; 70: 209-217. doi:10.1016/j.proeng.2014.02.024.
- Campisano, A.; Creaco, E.; Modica, C. (2009). *RTC of valves for leakage reduction in water supply networks*. J Water Res Pl-ASCE 136(1):138-141.
- Capelo, Bernardo; Pérez-Sánchez, Modesto; Fernandes, Joao F. P.; Ramos, Helena M.; López Jiménez, Petra Amparo; Costa Branco, P. J.. (2017) *Electrical behaviour of the pump working as turbine in off grid operation*. Applied Energy (28)302-311. 10.1016/j.apenergy.2017.10.039
- Carravetta, A.; Del Giudice, G.; Fecarotta, O.; Ramos, H. (2012). *Energy production in water distribution networks: A PAT design strategy*. Water Resources Management 26(13):3947-3959.
- Carravetta, A.; Del Giudice, G.; Fecarotta, O.; Ramos, H. (2013). *PAT design strategy for energy recovery in water distribution networks by electrical regulation*. Energies 6(1):411-424.
- Carravetta A, Conte MC, Fecarotta O, Ramos HM (2014a) Evaluation of PAT performances by modified affinity law. Procedia Eng 89: 581-587. doi:10.1016/j.proeng.2014.11.481
- Carravetta, A.; Fecarotta, O.; Del Giudice, G.; Ramos, H. (2014b) *Energy recovery in water systems by PATs: A comparisons among the different installation schemes*. Procedia Eng 70: 275-284.
- Carravetta A, Fecarotta O, Martino R, Antipodi L (2014c) PAT efficiency variation with design parameters. Procedia Eng 70: 285-291. doi:10.1016/j.proeng.2014.02.032
- Cassa, A.M.; Van Zyl, J. E. (2014) *Predicting the leakage exponents of elastically deforming cracks in pipes*. In: 12th International Conference on Computing and Control for the Water Industry, CCWI2013. Procedia Engineering 70, 302-310.
- Castro, P.; Neves, M. (2003). *Chlorine decay in water distribution systems case study–Lousada network*. Electronic Journal of Environmental, Agricultural and Food Chemistry, 2, 261-266.
- Castro, A. (2006). *Minicentrales Hidroeléctricas; Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía: Madrid, España*.

- Caxaria, G.; Mesquita, D.; Ramos, H.M. Small Scale Hydropower: Generator Analysis and Optimization for Water Supply Systems; World Renewable Energy Congress: Linköping, Sweden, 2011; pp. 1386-1393.
- Chapallaz, J., Eichenberger, P., Fischer, G. "Manual on Pumps Used as Turbines"; MHPG Series; Vol. 11; Friedr," Vieweg&SohnVerlagsgesellschaftmbH, 1992.
- Chen, J., Yang, H. X., Liu, C. P., Lau, C. H., Lo, M. (2013). *A novel vertical axis water turbine for power generation from water pipelines*. Energy, 54, 184-193. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.01.064>
- Choi, C. Y.; Shen, J. Y.; Austin, R. G. (2008). *Development of a comprehensive solute mixing model (AZRED) for double-tee, cross, and wye junctions*. Water Distribution Systems Analysis 2008; pp. 1-10.
- Christodoulou, S.E.; Gagatsis, A.; Xanthos, S.; Kranioti, S.; Agathokleous, A.; Fragiadakis, M. (2013). *Entropy-based sensor placement optimization for waterloss detection in water distribution networks*. Water Resources Management 27(13): 4443-4468.
- Coelho, B.; Andrade-Campos, A. (2014). *Efficiency achievement in water supply systems—A review*. Renew. Sustain. Energy Rev. 30, 59-84.
- Colombo, A.F.; Karney, B.W. (2002). *Energy and Costs of Leaky Pipes: Toward Comprehensive Picture*. J. Water Resources Planning and Management 128, 441-450.
- Colombo, A.; Kleiner, Y. (2011). *Energy recovery in water distribution systems using microturbines. Probabilistic Methodologies*. Water and Wastewater Engineering. Toronto, Canada.
- Corcoran, L.; Coughlan, P.; McNabola, A.; (2013) *Energy recovery potential using micro hydropower in water supply networks in the UK and Ireland*. Water Science and technology. Water Supply. 13 (2) 552-560; doi: 10.2166/ws.2013.050
- Comisión Europea (2011). *Commission Staff Working Paper. Executive Summary of the Impact Assessment. Brussels, 30.11.2011*. Consultado en Internet en agosto de 2017 en: http://ec.europa.eu/research/horizon2020/pdf/proposals/horizon_2020_impact_assessment_report_executive_summary.pdf
- Crespo Chacón M, Rodríguez Díaz J, García Morillo J, et al. Pump-as-Turbine Selection Methodology for Energy Recovery in Irrigation Networks: Minimising the Payback Period. Water. 2019; 11(1):149; doi:10.3390/w11010149
- da Conceição Cunha, M., & Ribeiro, L. (2004). *Tabu search algorithms for water network optimization*. European Journal of Operational Research, 157(3), 746-758. [https://doi.org/10.1016/S0377-2217\(03\)00242-X](https://doi.org/10.1016/S0377-2217(03)00242-X)

- Davidson, J. W., & Bouchart, F. J.-C. (2006). *Adjusting Nodal Demands in SCADA Constrained Real-Time Water Distribution Network Models*. Journal of Hydraulic Engineering, 132(1), 102-110. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9429\(2006\)132:1\(102\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9429(2006)132:1(102))
- Deane, J. P., Gallachóir, B. Ó., McKeogh, E. J. (2010). *Techno-economic review of existing and new pumped hydro energy storage plant*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14(4), 1293-1302.
- Derakhshan, S., Nourbakhsh, A. (2008). *Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds*. Experimental Thermal and Fluid Sc. 32, (800-807).
- Diario Oficial de las Comunidades europeas (2000). *Directiva 2000/60/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 23 de octubre de 2000 por la que se establece un marco comunitario de actuación en el ámbito de la política de aguas*. Consultado en agosto de 2017 en: http://www.mapama.gob.es/es/agua/temas/planificacion-hidrologica/directiva2000_60marcoaguas_tcm7-28986.pdf
- Dougherty, D. E., & Marryott, R. A. (1991). *Optimal Groundwater Management: 1. Simulated Annealing*. Water Resources Research, 27(10), 2493-2508. <https://doi.org/10.1029/91WR01468>
- EcoGeneration (2008). *Powering Sydney Waters carbon neutral future*. News article. July–August 2008.
- Elbatran, A.; Yaakob, O.; Ahmed, Y.M.; Shabara, H. (2015). *Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 43, pp. 40-50.
- Estrada Tarragó, F. (2014). *Micro-hydro solutions in Alqueva Multipurpose Project (AMP) towards water-energy-environmental efficiency improvements*. Universitat Politècnica de Catalunya.
- FAO. (2017) *Aquastat*. Consultado en septiembre de 2017 en <http://www.fao.org/nr/water/aquastat/data/query/results.html>
- Fecarotta, O.; Ariçò, C.; Carravetta, A.; Martino, R.; Ramos, H. (2015). *Hydropower Potential in Water Distribution Networks: Pressure Control by PATs*. Water Resources Management. February 2015, Volume 29, Issue 3, pp 699-714.
- Fecarotta, O.; Carravetta, A.; Ramos, H.; Martino, R. (2016) *An improved affinity model to enhance variable operating strategy for pumps used as turbines*. Journal of Hydraulic Research 2016; 1686.1-10.
- Fecarotta O, Ramos HM, Derakhshan S, Del Giudice G, Carravetta A.(2018) *Fine Tuning a PAT Hydropower Plant in a Water Supply Network to Improve System Effectiveness*. J Water Resour Plan Manag.; 144(8):04018038. doi:10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000961

- Fernandes, J.F.P.; Pérez-Sánchez, M.; Ferreira, F.; Ramos, H.M.; López Jiménez, P.A.; Costa Branco, P.J. (2019) *Optimal energy efficiency of isolated PAT systems by SEIG excitation tuning*. Energy Conversion and Management (183) 391-405. 10.1016/j.enconman.2019.01.016
- Fernandes J.F.P.; Pérez-Sánchez, M.; Ramos, H.M.; Ferreira da Silva, F.; López Jiménez, P.A.; P.J. Costa Branco (2019). La Influencia de la Máquina Eléctrica en la Eficiencia de las Bombas Trabajando Como Turbinas. EN XVI Seminario Iberoamericano de Redes de Agua y Drenaje (SEREA 2019). (438-441). Lisboa, Portugal: Dídia Covas, Laura Monteiro, Joana Carneiro (Eds).
- Fontana, N.; Giugni, M.; & Portolano, D.; (2012). *Losses reduction and energy production in water-distribution networks*. Journal of Water Resources Planning and Management 138(3), 237–244.
- Fouquet, D. (2012) *Prices for renewable energies in Europe: Report 2011-2012*. Technical Report, European Renewable Energies Federation.
- Frijns, J.; Cabrera, E.; Carriço, N.; Covas, D.; Monteiro A. Ramos, H.; Bolognesi, A.; Bragalli, C.; Baki, S.; Makropoulos, C. (2015) *Management tools for hydro energy interventions in water supply systems*. Water practice and technology, 10 (2) 214-228.
- Frosina, E.; Buono, D.; Senatore, A. (2017). *A Performance Prediction Method for Pumps as Turbines (PAT) Using a Computational Fluid Dynamics (CFD) Modeling Approach*. Energies 2017, 10, 103.
- Gaius-Obaseki, T. (2010). *Hydropower opportunities in the water industry*. International Journal of Environmental Sciences 1(3), 392-402.
- Gallagher, J.; Styles, D.; McNabola, A.; Williams, A.P. Life cycle environmental balance and greenhouse gas mitigation potential of micro-hydropower energy recovery in the water industry. J. Clean. Prod. 2015, 99, 152-159.
- Gao J, Yao, F.; , Xu, Y.; Sun, G.; Zheng, C.; Qi, S.; Cui, F. (2017). *Analysis Model of Physical Leakage Flow Based on Blind Source Separation Theory*. Procedia Engineering, Volume 186, 2017, Pages 269-277, ISSN 1877-7058.
- Geldreich, E.E.; LeChevallier, M. (1999) *Microbiological quality control in distribution systems*. In: Water Quality and Treatment: A Handbook of Community Water Supplies. Fifth Edition . Letterman, R.D. (Ed.) McGraw-Hill, New York. pp.18.1-18.49.
- Generalitat Valenciana (2016). *RIS 3. (Research and Innovation Smart Specialisation Strategies) Estrategia de Especialización Inteligente para la Investigación e Innovación en la Comunitat Valenciana*. Consultado en septiembre de 2017 en: <http://www.redidi.es/sites/default/files/biblioteca-documentos/ris3cv.pdf>

- Ghiassi, M., Zimbra, D. K., & Saidane, H. (2008). *Urban Water Demand Forecasting with a Dynamic Artificial Neural Network Model*. *Journal of Water Resources Planning and Management*, 134(2), 138-146. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9496\(2008\)134:2\(138\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9496(2008)134:2(138))
- Giugni, M., Fontana, N., & Ranucci, A. (2014). *Optimal Location of PRVs and Turbines in Water Distribution Systems*. *Journal of Water Resources Planning and Management*, 140(9), 06014004. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)WR.1943-5452.0000418](https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000418)
- Gonçalves, F. V.; Ramos, H. M. (2012). *Hybrid energy system evaluation in water supply systems: artificial neural network approach and methodology*. *Water Supply: Research and Technology – AQUA* 61(2), 59-72.
- Grover K (1980) Conversion of pumps to turbines. In: GSA Inter corp. Katonah, New York
- Grundfos (2003). Grundfos Motor Book. Available at: [http://www.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/Industries%20%26%20solutions/waterutility/pdf/motorbook.pdf\[4\]](http://www.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/Industries%20%26%20solutions/waterutility/pdf/motorbook.pdf[4]) Electric Machinery, A.E. Fitzgerald, C. Kingsley, S.D. Umans, New York: McGraw-Hill, 2003 (sixth edition).
- Grundfos (2004) Industry, Grundfos. "Pump Handbook." (2004).
- Gubaidullin, (2019) "Magnetic approach to improve the efficiency of water treatment plants", Askar Gubaidullin, SKF Magnetic Mechatronics, Vernon, France. Available from the internet: <<http://evolution.skf.com/magnetic-approach-to-improve-the-efficiency-of-watertreatment-plants/>>
- Hall, C.; Harakan, J.; Hallock, J.; Cleveland, C.; Jefferson, M. (2003). *Hydrocarbons and the evolution of human culture*. *NATURE*, nº 426, pp. 318-320.
- Harrison, R., Hau, E., & Snel, H. (2000). *Large wind turbines: design and economics* (Vol. 1). Chichester: Wiley.
- Hernandez-Leal, L.; Temmink, H.; Zeeman, G.; Buisman, C. (2010). *Bioflocculation of grey water for improved energy recovery within decentralized sanitation concepts*. *Bioresource Technology* 101(23), 9065–9070.
- Horizonte 2020 (2017). *Es Horizonte 2020. COST*. Consultado en agosto de 2017 en: <http://www.eshorizonte2020.es/mas-europa/otros-programas/cost>
- Iglesias-Rey, P., Izquierdo, J., Fuertes, V., & Martínez-Solano, F., 2004. Modelación de transitorios hidráulicos mediante ordenador. Grupo Mult., Universitat Politècnica de València.

- International Energy Agency (2016). *World Energy Outlook, 2016*. Consultado en Internet en septiembre de 2017 en: https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WEO2016_Executive_Summary_Spanishversion.pdf
- Imbernón, JA, Usquin, B. (2014). *Sistemas de generación hidráulica. Una nueva forma de entender la energía*. II Congreso Smart Grid. Madrid 27-28 Octubre 2014.
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. (IDAE), (2005). *Ahorro y Eficiencia Energética en Agricultura de Regadío*. Ministerio Industria, Turismo y Comercio: Madrid, Spain, 2005.
- Islam Razan, J.; Siam Islam, R.; Hasan, R.; Hasan, S.; Islam, F. (2012). *A Comprehensive Study of Micro-Hydropower Plant and Its Potential in Bangladesh*. Renewable Energy, vol. 2012, pp. 1-10.
- Jain, S. V. and Patel, R. N. (2014) ‘Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art’, Renewable and Sustainable Energy Reviews. Pergamon, 30, pp. 841–868. doi: 10.1016/J.RSER.2013.11.030.
- Jenerette, G. D.; Larsen, L. (2006). *A global perspective on changing sustainable urban water supplies*. Global and Planetary Change 50(3–4), 202–211.
- Jiménez-Bello, M. A., Royuela, A., Manzano, J., Prats, A. G., Martínez-Alzamora, F. (2015). *Methodology to improve water and energy use by proper irrigation scheduling in pressurised networks*. Agricultural Water Management, 149, 91–101. <https://doi.org/10.1016/j.agwat.2014.10.026>
- Joshi, S., Gordon, A., Holloway, L., & Chang, L. (2005, May). *Selecting a high specific speed pump for low head hydro-electric power generation*. In Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering, 2005. (pp. 603-606). IEEE.
- Kirmeyer G. J., Friedman M., Martel K., Howie D., LeChevalier, M., Abbaszadegan M., Karim M., Funk J., Harbour J. (2001). *Pathogen Intrusion Into Distribution Systems*, American Water Works Association Research Foundation (AWWARF), USA y United States Environmental Protection Agency. EEUU, 2001.
- Klein, G.; Krebs, M.; Hall, V.; O’Brien, T.; Blevins, B.B. (2005). *California’s Water—Energy Relationship*; California Energy Commission: Sacramento, CA, USA.
- Knobelsdorf, J.; Mujeriego, R. (1997). *Crecimiento bacteriano en las redes de distribución de agua potable. Una revisión bibliográfica*. Ingeniería del agua. 1997. 4 (2):17-18.
- Kwok, S. C.; Lang, H.; O’Callaghan, P.; Stiff, M. (2010). *Water Technology Markets 2010: Key Opportunities and Emerging Trends*. Media Analytics Ltd, Oxford.

- Kumar, S.; Forand, S.; Babcock, G.; Richter, W.; Hart, T.; Hwang, S. A. (2014). *Total trihalomethanes in public drinking water supply and birth outcomes: a cross-sectional study*.
- Kumar, D., Katoch, S. 2015. *Small hydropower development in western Himalayas: Strategy for faster implementation*. *Renewable Energy*, vol. 77, pp. 571-578.
- Kuo, S.-F., Liu, C.-W., & Chen, S.-K. (2003). *Comparative study of optimization techniques for irrigation project planning*. *Journal of the American Water Resources Association*, 39(1), 59–73. <https://doi.org/10.1111/j.1752-1688.2003.tb01561.x>
- Latchoomun, L.; Ah King, R.; Busawon, K.; Mawooa, D.; Kaully, R.; (2015). *Laboratory Investigation of the Leakage Characteristics of Unburied HDPE Pipes*, *Procedia Engin.*, Volume 119, 2015, 91-100.
- Lambert A. (2001) *What do we know about pressure: Leakage relationships in distribution systems?*. IWA Conference System Approach to Leakage Control and Water Distribution System Management, Brno, República Checa.
- Le Chevallier M. W.; Gullick R. W.; Karim, M. R.; Friedman M.; Funk J. E.(2003). *The Potential for health risks from intrusion of contaminants into the distribution systems from pressure transients*, *Journal of Water and Health* 01.1. IWA Publishing 2003. pp 3-14.
- Li, C.; Wang, D.; Xu, X.; Wang, Z. (2017). *Formation of known and unknown disinfection by-products from natural organic matter fractions during chlorination, chloramination, and ozonation*. *Science of The Total Environment*, Vol. 587. pp 177-184.
- Liu, H.; Yuan, Y.; Zhao, M.; Zheng, X.; Lu, J.; & Zhao, H. (2011). *Study of Mixing at Cross Junction in Water Distribution Systems Based on Computational Fluid Dynamics*. In ICPTT 2011: Sustainable Solutions For Water, Sewer, Gas, And Oil Pipelines (pp. 552-561).
- Lydon, T.; Coughlan, P. J. *Hydraul. Eng.*, McNabola, A. (2017). *Pump-As-Turbine: Characterization as an Energy Recovery Device for the Water Distribution Network*, 143(8): 04017020.
- Lofman, D., Petersen, M. & Bower, A. (2002). *Water, energy and environment nexus: The California experience*. *Water Resources Development* 18(1), 73–85.
- López Jiménez, P.A.; Vela, A.F.; Iglesias, P. (1995) *Análisis de seguridad en abastecimientos y su aplicación a la detección de fugas*. *Ingeniería del agua*, 3 (2), 7-22.
- López Jiménez, P.A.; Martínez Solano, F.J.; López Patiño, G.; Lara Ledesma, B. (2007) *Modelación computacional del fenómeno de una fuga en tubería de abastecimiento*. *Ingeniería Hidráulica en México*, 2 (22), 43–54.

- López-Jiménez, P.A.; Mora Rodríguez, J.J.; Martínez Solano, F.J.; Pérez García, R. (2008) *Modelación hidrodinámica del fenómeno de intrusión en tubería de abastecimiento*. Ingeniería Hidráulica en México, 4 (XXIII), 103-110.
- Maestu, J.; Villar, A. 2007. *Precios Y Costes de Los Servicios Del Agua En España, Madrid, Spain*, Consultado en septiembre de 2016 en: http://hispagua.cedex.es/sites/default/files/especiales/Tarifas_agua/precios_costes_serviciosagua.pdf
- MAGRAMA (2014). *El riego localizado alcanza el 48,23% de la superficie regada en España*. Consultado en Internet en septiembre de 2017 en: <http://www.mapama.gob.es/fr/prensa/noticias/el-riego-localizado-alcanza-el-4823--de-la-superficie-regada-en-espa%C3%B1a-/tcm12-312671-16>
- Malavasi, S., Ferrarese, G., & Rossi, M. M. A. (2014). *A control valve for energy harvesting*. Procedia Engineering, 89, 588–594. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.11.482>
- Malavasi, S., Rossi, M. M. A., & Ferrarese, G. (2018). *GreenValve: hydrodynamics and applications of the control valve for energy harvesting*. Urban Water Journal, 15(3), 200–209. <https://doi.org/10.1080/1573062X.2016.1175483>
- Mataix C (2009) Turbomáquinas Hidráulicas. Universidad Pontificia Comillas, Madrid.
- May J. (1994). *Pressure dependent leakage*. World Water and Environmental Engineering, p 10, 1994.
- McNabola, A., Williams, A. P. & Coughlan, P. (2013). *Energy recovery in water supply networks: an assessment of the potential of micro hydropower*. Water and Environment Journal 27, 435–436.
- McNabola, A.; Coughlan, P.; Corcoran, L.; Power C.; Williams, A.P.; Gallagher, H.J.; Styles, D. (2014). *Energy recovery in the water industry using micro-hydropower: an opportunity to improve sustainability*. Water Policy 16 (2014) 168–183.
- McNabola, A.; Coughlan, P.; Williams, A.P. (2011) *The Technical & Economic Feasibility of Energy Recovery in Water Supply Networks* RE&PQJ, Vol.1, No.9, May .
- Moreno, M., Córcoles, J., Tarjuelo, J., Ortega, J. (2010). *Energy efficiency of pressurised irrigation networks managed on-demand and under a rotation schedule*. Biosystems Engineering, 107(4), 349–363. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2010.09.009>
- Morabito A, Steimes J, Bontems O, Al Zohbi G, Hendrick P. 2017. *Set-up of a pump as turbine use in micro-pumped hydro energy storage: A case of study in Froyennes Belgium*. J. Phys.: Conf. Ser. vol. 813.
- Morabito A, Hendrick P. 2019 *Pump as turbine applied to micro energy storage and smart water grids: A case study*. Appl Energy. 241:567-579. doi:10.1016/J.APENERGY.2019.03.018

- Mutikanga H, Sharma S, Vairavamoorthy K (2013) *Methods and tools for managing losses in water distribution systems*. J Water Res PI-ASCE 139(2):166–174.
- Nautiyal, H; Kumar, V.; *Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review*," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, pp. 2059-2067, 2010.
- Nautiyal H.; Varun V.; Kumar A.; Yadav S. (2011) *Experimental Investigation of Centrifugal Pump Working as Turbine for Small Hydropower Systems*. Energy Sci Technol.;1(1):79-86. doi:10.3968/j.est.1947920110101.006.
- Nicotra, A., Zema, D., D’Agostino, D., Zimbone, S. (2018). *Equivalent Small Hydro Power: A Simple Method to Evaluate Energy Production by Small Turbines in Collective Irrigation Systems*. Water, 10(10), 1390. <https://doi.org/10.3390/w10101390>
- Nogueira Vilanova, M.R.; Perrella Balestieri, J. A. (2014). *Hydropower recovery in water supply systems: Models and case study*. Energy Conversion and Management. 84, pp. 414-426.
- Nourbakhsh, A.; Jahangiri, G. (1992). *Inexpensive small hydropower stations for small areas of developing countries*. Conference on Advanced in Planning-Design and Management of Irrigation Systems as Related to Sustainable Land use, Louvain, Belgium.
- Novara D, McNabola A. (2018) A model for the extrapolation of the characteristic curves of Pumps as Turbines from a datum Best Efficiency Point. Energy Convers Manag. 174:1-7. doi:10.1016/J.ENCONMAN.2018.07.091
- O’Day, D.K.; Weiss, R.; Chiavari, S.; Blair, D. (1986). *Water Main Evaluation for Rehabilitation/Replacement*. American Water Works Association Research Foundation (90509), Denver. Colorado. USA.
- Ohunakin, O. S., Ojolo, S. J., Ajayi, O. O. (2011). *Small hydropower (SHP) development in Nigeria: An assessment*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 15, n° 4, pp. 2006-2011.
- Paez, N.; Saldarriaga, J.; Bohorquez, J. (2017). *Water quality modeling considering incomplete mixing in extended periods*. Procedia Engineering 186 (2017) 54-60.
- Pagaimo, M (2019). “Pumps as turbines (PATs): Series and parallel connections“, master thesis, Instituto Superior Técnico, University of Lisbon, 2019.
- Pannatier, Y., Kawkabani, B., Nicolet, C., Schwery, A., & Simond, J. J. (2010). *Start-up and synchronization of a variable speed pump-turbine unit in pumping mode*. In The XIX International Conference on Electrical Machines-ICEM 2010 (pp. 1-6). IEEE.

- Pasten, P., Santamarina, J.C. (2012). *Energy and quality of life*. *Energy Policy*, 49, pp. 468-476.
- Pardo, M. A., Manzano, J., Cabrera, E., García-Serra, J. (2013). *Energy audit of irrigation networks*. *Biosystems Engineering*, 115(1), 89–101. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2013.02.005>
- Pérez-Sánchez, M. (2017) *Methodology for Energy Efficiency Analysis in Pressurized Irrigation Networks, Practical Application*. 2017. Available online: <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/84012/RESUMEN.pdf?sequence=3>
- Pérez-Sánchez, M.; López-Jiménez, P.A.; Ramos, H. M. (2018a). *Modified Affinity Laws in Hydraulic Machines towards the Best Efficiency Line*. *Water Resources Management*., doi. 10.1007/s11269-017-1841-0
- Pérez-Sánchez, M.; Sánchez Romero, F.J.; López-Jiménez, P.A.; Ramos, H. (2018b). *PATs selection towards sustainability in irrigation networks: simulated annealing as a water management tool*. *Renewable Energy*. 10.1016/j.renene.2017.09.060.
- Pérez-Sánchez, M; Ferreira, A.R.; López Jiménez, PAo; Ramos, HM.. (2018c) *Design strategy to maximize recovery energy towards smart water grids: case study*. *Urban Water Journal*, 4 (15), 329 - 337. 10.1080/1573062X.2018.1459747
- Pérez-Sánchez, M; Sánchez-Romero, FJ; López Jiménez, PA. (2018d). *A Case Study of Energy recovery systems location in irrigation networks defined by simulated annealing techniques*. *Simulated Annealing. Introduction, Applications and Theory* (199 - 220). Nova Science Publishers. 978-1-53613-674-6
- Pérez-Sánchez, M. (2017). *Methodology for energy efficiency improvement analysis in pressurized irrigation networks. Practical application*. López Jiménez, P.A (codir.). Tesis doctoral. UPV. Mayo 2017.
- Pérez Sánchez, Modesto; Sánchez Romero, F.J.; Ramos, H-M.; López Jiménez, P.A. (2017a). *Optimization Strategy for improving the energy efficiency in irrigation systems by micro hydropower: Practical Application*. *Water* 2017, 9, 799; doi:10.3390/w9100799.
- Pérez-Sánchez, M.; Sánchez-Romero, F.J.; Ramos, H. M.; López Jiménez, P. A. (2017b) *Energy Recovery in Existing Water Networks: Towards Greater Sustainability*. *Water*, (9), 97. doi:10.3390/w9020097
- Pérez-Sánchez, M.; Sánchez-Romero, F.J.; López-Jiménez, P. A. (2017c). *Huella energética del agua en función de los patrones de consumo en redes de distribución*. *Ingeniería del agua*, v. 21, n. 3, p. 197-212, jul. 2017.

- Pérez-Sánchez, M.; Sánchez-Romero, F.; López-Jiménez, P.A. (2017d). *Nexo Agua-Energía: Optimización Energética en Sistemas de Distribución. Aplicación 'Postrasvase Júcar-Vinalopó'* (España). Tecnología y ciencias del agua. Vol VIII. 4, pp 19-36.
- Pérez-Sánchez, M.; Simao, M.; López-Jiménez, P.A.; Ramos, H. (2017e). *CFD Analyses and Experiments in a PAT Modeling: Pressure Variation and System Efficiency*. Fluids. 2017 (2), 51; doi:10.3390/fluids2040051
- Pérez-Sánchez, Modesto; Sánchez-Romero, Francisco-Javier; Helena M. Ramos; López Jiméñez, P. Amparo. (2017f) *Calibrating a flow model in an irrigation network: Case study in Alicante, Spain*. Spanish Journal of Agricultural Research (Online), 1 (15), e1202. <https://doi.org/10.5424/sjar/2017151-10144>.
- Pérez-Sánchez, Modesto; Sánchez-Romero, Francisco-Javier; Helena M. Ramos; López Jiméñez, P. Amparo. (2016) *Modeling Irrigation Networks for the Quantification of Potential Energy Recovering: A Case Study*. Water, 6 (8), 1-26.
- Piller, O.; Van Zil, J.E. (2014). *Incorporating the FAVAD Leakage Equation into Water Distribution System Analysis*. Procedia Engineering. Volume 89. pp. 613-617.
- Prats, A. G., Picó, S. G., Alzamora, F. M., & Bello, M. Á. J. (2011). *Random Scenarios Generation with Minimum Energy Consumption Model for Sectoring Optimization in Pressurized Irrigation Networks Using a Simulated Annealing Approach*. [http://Dx.Doi.Org/10.1061/\(ASCE\)IR.1943-4774.0000452](http://Dx.Doi.Org/10.1061/(ASCE)IR.1943-4774.0000452)
- Preis, A., Whittle, A., & Ostfeld, A. (2009). *Online Hydraulic State Prediction for Water Distribution Systems*. World Environmental and Water Resources Congress 2009, 1–23. [https://doi.org/10.1061/41036\(342\)32](https://doi.org/10.1061/41036(342)32)
- Propato M., Uber J. G, (2004). *Vulnerability of Water Distribution Systems to Pathogen intrusion: How Effective is a Disinfectant Residual?* Environmental Science & Technology, Vol 38, No 13, p 3713-3722, 2004.
- Punys, P.; Dumbrasukas, A.; Kasiulis, E.; Vyčienė, G.; Šilinis, L. Flow Regime Changes: From Impounding a Temperate Lowland River to Small Hydropower Operations. Energies 2015, 8, 7478–7501.
- Rajani B., Kleiner Y. (2001). *Comprehensive review of structural deterioration of water mains: physically based models*. Urban Water, 3, 2001, 151-154.
- Ramos, H.M. (1995) Simulation and hydraulic transients control in small hydropower plants. Modeling and analysis of induced effects of turbogenerator overspeed, Instituto Superior Técnico.
- Ramos, H.M. (2000). *Guidelines for Design of Small Hydropower Plants*; WREAN (Western Regional Energy Agency&Network) and DED (Department of Economic Development): Belfast, North-Ireland, UK.

- Ramos, H.M.; Borga, A. (2000). *Pumps yielding power*. Dam Engineering. 10(4), 197–217
- Ramos, H.M.; Borga, A. (1999). *Pumps as turbines: an unconventional solution to energy production*. Urban Water, 1(3):261–263. doi:10.1016/S1462-0758(00)00016-9
- Ramos, H.M.; Mello, P. (2010). *Clean power in water supply systems as a sustainable solution: from planning to practical implementation*. Water Science & Technology: Water Supply, vol. 10, nº 1, pp. 39–49.
- Ramos, H.M.; Simão, M.; Borga, A. (2013) *Experiments and CFD Analyses for a New Reaction Microhydro Propeller with Five Blades*. J Energy Eng. 2013;139(2):109–117.
- Ramos, H.M.; Kenov, K. N.; Vieira, F. (2011). *Environmentally friendly hybrid solutions to improve the energy and hydraulic efficiency in water supply systems*. Energy for Sust. Management 15(4), 436–442.
- Ramos, H.M.; Almeida, A.B. *Dynamic effects in micro-hydro modelling*. Int. Water Power Dam Constr. 2003, 55, 22–25.
- Ramos, H.M.; Amaral, M.P.; Covas, D. (2014). *Pumped-storage solution towards energy efficiency and sustainability: Portugal contribution and real case studies*. Journal of Water Resource and Protection, 6(12), 2014.
- Ramos, H. M., Kenov, K. N. & Vieira, F. (2011). *Environmentally friendly hybrid solutions to improve the energy and hydraulic efficiency in water supply systems*. Energy for Sust. Man. 15(4), 436–442.
- Ramos, J.; Ramos, H. M. (2009). *Sustainable application of renewable sources in water pumping systems: Optimized energy system configuration*. Energy Journal 37(2), 633–643.
- Ramos, H.M.; López Jiménez, P. Amparo; Teyssier, C. (2013) *Optimization of Retention Ponds to Improve the Drainage System Elasticity for Water-Energy Nexus*. Water Resources Man.t (27)2889 - 2901.
- Rawal, S., Kshirsagar, J. T., (2007). *Numerical Simulation on a Pump Operating in a Turbine Mode*. Proceedings of the Twenty-Third Int. Pump Users Symposium. USA, Texas AM University.
- Razan, J.I.; Islam, R.S.; Hasan, R.; Hasan, S.; Islam, F. A (2012). *Comprehensive Study of Micro-Hydropower Plant and Its Potential in Bangladesh*. Renew. Energy 2012, 2012, 635396.
- Reca, J., Martínez, J., Gil, C., & Baños, R. (2008). *Application of Several Meta-Heuristic Techniques to the Optimization of Real Looped Water Distribution Networks*. Water Resources Management, 22(10), 1367–1379. <https://doi.org/10.1007/s11269-007-9230-8>

- Renault, D.; Facon, T.; Wahaj, R. (2007). *Modernizing Irrigation Management: The MASSCOTE Approach-Mapping System and Services for Canal Operation Techniques*. Paper, FAO Irrigation and Drainage, vol. 63, Roma, p. 177.
- Rodríguez, M., Rodríguez, G.; Serodes, J.; Sadiq, R. (2007). *Subproductos de la desinfección del agua potable: formación, aspectos sanitarios y reglamentación*. *Interiencia* 32.11 (2007): 749-756.
- Romero, Laura; Pérez-Sánchez, Modesto; López Jiménez, P. Amparo. (2017) *Environmental and energy problematic in the Mediterranean irrigation regions framework*. *International Journal of Energy and Environment (IJEE)*, 1 (8), 51 - 62.
- Romero L.; Pérez-Sánchez, M.; López Jiménez, P.A. (2017) *Improvement of sustainability indicators when traditional water management changes: a case study in Alicante (Spain)*. *AIMS Environmental Science*, 3 (4), 502 - 522.
- Romero-Gómez, P., Lansey, K. E., & Choi, C. Y. (2011). *Impact of an incomplete solute mixing model on sensor network design*. *Journal of Hydroinformatics*, 13 (4), 642-651.
- Rossman, L. A. (2000). *EPANET 2: Users manual*. Environmental Protection Agency (EPA), EEUU.
- Rygaard, M., Binning, P. J. & Albrechtsen, H.-J. (2011). *Increasing urban water self-sufficiency: New era, new challenges*. *Journal of Environmental Management* 92(1), 185–194.
- Ramos, J. S. & Ramos, H. M. (2010). Multi-criterion optimization of energy management in drinking systems. *Water Science & Technology: Water Supply* 10(2), 129–144.
- Saket, R.K. (2008) Design, development and reliability evaluation of micro hydro power generation system based on municipal waste water. *IEEE Elect. Power Energ. Conf. Energ. Innovat.*
- Samora, I.; Franca, M.; Schleiss, A.; Ramos, H.M. (2016) *Simulated Annealing in Optimization of Energy Production in a Water Supply Network*. *Water Resour. Manag.* 2016, 30, 1533–1547.
- Samora, I.; Manso, P.; Franca, M.J.; Schleiss, A.J.; Ramos, H.M (2016b). Opportunity and Economic Feasibility of Inline Microhydropower Units in Water Supply Networks. *J. Water Resour. Plan. Manag.* 2016, 142, 04016052.
- Samora, I.; Manso, P.; Franca, M.; Schleiss, A.; Ramos, H. (2016c) Energy Recovery Using Micro-Hydropower Technology in Water Supply Systems: The Case Study of the City of Fribourg. *Water*, 8, 344–360.
- San Bruno, G., Choulot, A., Denis, V. (2010). *Energy recovery in existing infrastructures with small hydropower plants*. *Multipurpose Schemes—overview and Examples*. ESHA, SHAPES & Mhylab.

- Sánchez Zafra, A. (2008). *Efectos de los trihalometanos sobre la salud*, Hig. Sanid. Ambient. Pp. 8:280-290.
- Sanz, G., Pérez, R. (2014). *Demand Pattern Calibration in Water Distribution Networks*. Procedia Engineering, 70, 1495–1504. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2014.02.164>
- Scollen, A., Hargreaves, T. (2018). *Simulated Annealing: Introduction, Applications and Theory*. New York: Nova Science Publishers. 978-1-53613-674-6
- Seoane, P.; Allué, R.; Postigo, M.J.; Cerdón, M.A. (2013). *Boletín Mensual de Estadística*; Instituto Nacional de Estadística: Madrid, Spain, 2013.
- Simao, M.; Ramos, H.M. (2010). *Hydrodynamic and performance of low power turbines: Conception, modelling and experimental tests*. Int. J. Energy Environ. 2010, 1, 431–444.
- Simao, M; Pérez-Sánchez, Modesto; Carraveta, Armando; López Jiménez, Petra Amparo; Ramos, Helena M. (2018) *Velocities in a Centrifugal PAT Operation: Experiments and CFD Analyses*. Fluids, 1 (3), 1 - 21. 10.3390/fluids3010003
- Simao, M; Pérez-Sánchez, M; Carraveta, A; Ramos, HM. (2019) *Flow Conditions for PATs Operating in Parallel: Experimental and Numerical Analyses*. Energies, 91 (12), 1-19. 10.3390/en12050901
- Simpson AR, Marchi A (2013). *Evaluating the Approximation of the Affinity Laws and Improving the Efficiency Estimate for Variable Speed Pumps*. J Hydraul Eng 139:1314–1317. doi:10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0000776
- Singh, P. (2005). *Optimization of the internal hydraulic and of system design in pumps as turbines with field implementation and evaluation*.
- Singh, P., Nestmann, F. (2010). *An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps*. Experimental Thermal and Fluid Science, 34(2), 152–164. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.10.004>
- Sitzenfrei, R., Leon, J.V. (2014). *Long-time simulation of water distribution systems for the design of small hydropower systems*. Renewable Energy, vol. 72, pp. 182-187.
- Song, I.; Romero-Gómez, P.; & Choi, C. Y. (2009). *Experimental verification of incomplete solute mixing in a pressurized pipe network with multiple cross junctions*. Journal of Hydraulic Engineering, 135(11), 1005-1011.
- Thin, K.C.; Khaing, M.; Aye, K.M. Design and performance analysis of centrifugal pump. World Acad. Sci. Eng. Technol. China 2008, 46, 422–429
- Tilmant, A., Goor, Q, Pinte, D. (2009). *Agricultural-to-hydropower water transfers: sharing water and benefits in hydropower-irrigation systems*. Hydrology and Earth System Sciences, vol. 13, pp. 1091-1101.

- Tospornsampan, J., Kita, I., Ishii, M., & Kitamura, Y. (2007). *Split-Pipe Design of Water Distribution Network Using Simulated Annealing*. World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Environmental, Chemical, Ecological, Geological and Geophysical Engineering, 1(4), 28–38.
- Tucciarelli T, Criminisi A, Termini D (1999) *Leak Analysis in Pipeline Systems by Means of Optimal Valve Regulation*. J Hydraul Eng-ASCE 125(3):277–285.
- UPV (2017a). *Reglamento para la evaluación de la actividad de investigación, desarrollo e innovación en la Universitat Politècnica de València*. Consultado en agosto de 2017 en: www.upv.es/entidades/VIIT/menu_urlc.html?/entidades/VIIT/info/U0569617.pdf
- UPV (2017b). *Valoraciones anuales de la actividad Investigadora por estructuras y Grupos de Investigación. Universitat Politècnica de València*. Consultado en octubre de 2017 en: <http://www.upv.es/entidades/VIIT/info/216020normalc.html>
- Van Bloemen Waanders, B.; Hammond, G.; Shadid, J.; Collis, S.; & Murray, R. (2005). *A comparison of Navier-Stokes and network models to predict chemical transport in municipal water distribution systems*. In Proc., World Water and Environmental Resources Congress. Anchorage.
- Van Zyl, J.E. (2014) *Theoretical Modeling of Pressure and Leakage in Water Distribution Systems*, Procedia Engineering, Volume 89, pp. 273-277.
- Verdegay, J. L., Yager, R. R., Bonissone, P. P. (2008). *On heuristics as a fundamental constituent of soft computing*. Fuzzy Sets and Systems, 159(7), 846–855. <https://doi.org/10.1016/j.fss.2007.08.014>
- Vicente, S.; Bludszuweit, H. (2012). *Flexible design of a pico-hydropower system for Laos communities*. Renewable Energy, vol. 44, pp. 406-413.
- Vidal, R.; Gallardo, A.; Martinez, F.; Lopez, P. (1996) *Modelización de subproductos de la desinfección en las redes de distribución de agua potable. Implicaciones hidráulicas*. Tecno Bomb., 1 (1), 32-38.
- Vieira, F.; Ramos, H. (2009a). *Optimization of operational planning for wind/hydro hybrid water supply systems*. Renewable Energy 34(3), 928–936.
- Vieira, F.; Ramos, H. M. (2009b). *Optimization of the energy management in water supply systems*. Water Science & Technology: Water Supply 9(1), 59–65.
- Vilanova, M.R.N.; Balestieri, J.A.P.; Filho, P.M. (2013) *Energy and hydraulic efficiency in conventional water supply systems*. Energy Policy 2013, 30, 701–714
- Walski, T.; Bezts, W.; Posluzny, E.; Weir, M.; Withman, B. (2006) *Modeling leakage reduction through pressure control*. J Am Water Works Ass: 148–155

- Webb, S. W. (2007). *High-fidelity simulation of the influence of local geometry on mixing in crosses in water distribution systems*. In Proceedings of ASCE World Water & Environmental Resources Congress, Tampa, FL.
- White, F.M., 2008. *Fluid Mechanics* Sixth edit., McGraw-Hill.
- Williams, A. A. (1996). *Pumps as Turbines for Low Cost Micro Hydro Power*. World Renewable Energy Congress, Denver, USA.
- Williams, A. A., Smith, N. P. A., Bird, C. & Howard, M. (1998). *Pumps as turbines and induction motors as generators for energy recovery in water supply systems*. Journal of the Chartered Institute of Water and Environmental Management 12, 175–178.
- Wylie, E.B. and Streeter, V.L. (1993). *Fluid Transients in Systems*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- Xu, Q.; Chen, Q.; Ma, J.; Blanckaert, K.; Wan, Z. (2014). *Water saving and energy reduction through pressure management in urban water distribution networks*. Water Resour. Manag. 2014, 28, 3715–3726.
- Yang, S.; Derakhshan, S.; Kong, F. (2012) *Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance*. Renew Energy. 2012; 48:507-513.
- Yang J, Pavesi G, Liu X, Xie T, Liu J. (2017) *Unsteady flow characteristics regarding hump instability in the first stage of a multistage pump-turbine in pump mode*. Renew Energy. 2018;127:377-385. doi:10.1016/j.renene.2018.04.069
- Yu, T. C.; Shao, Y.; Shen, C. (2013). *Mixing at cross joints with different pipe sizes in water distribution systems*. Journal of Water Resources Planning and Management, 140(5), 658-665.