



**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA
DE CARTAGENA**

ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA
DE CAMINOS, CANALES Y PUERTOS, Y DE
INGENIERÍA DE MINAS



MÁSTER UNIVERSITARIO DE INGENIERÍA DE CAMINOS, CANALES Y PUERTOS

**ESTUDIO DEL APROVECHAMIENTO
ENERGÉTICO DE LOS PUNTOS DE REGULACIÓN
DE PRESIÓN EN LA RED DE ABASTECIMIENTO
A CARTAGENA**

TRABAJO FINAL DE MÁSTER

CARLOS VERA MORALES

Dirigido por

D. ANTONIO VIGUERAS RODRÍGUEZ

Doctor Ingeniero Industrial

D. JUAN GARCÍA BERMEJO

Ingeniero de Caminos, C. y P.

Cartagena, abril 2015

Mi más sincera agradecimiento para mis tutores Antonio Viguera Rodríguez y Juan García Bermejo, sin sus granos de arena aportados, el presente trabajo no habría existido.

También quiero agradecer a todos mis profesores, cada uno de ellos ha sido una prueba de la que he aprendido todo lo que han pretendido enseñarme.

Por último agradezco a mi familia y amigos su apoyo durante los largos años que han pasado para la realización de este trabajo.

"Uno tiene que ser el cambio que quiere ver en el mundo".

Resumen

El actual sistema energético a nivel mundial está basado en la generación de energía a partir de combustibles fósiles como el petróleo, el carbón mineral y el gas. En la actualidad, la generación de energía a partir de estas materias primas se está replanteando por razones como la limitada disponibilidad de recursos.

La Unión Europea tiene como objetivo prioritario la promoción de la electricidad generada a partir de fuentes de energía renovables. Esto se debe a razones diversas como son la seguridad y diversificación del suministro de energía, la protección del medio ambiente y la mejora económica y social.

Energía minihidráulica es el término con el que la UNIDO (Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial), denomina a las centrales hidroeléctricas de potencia inferior a 10 MW.

Existen diversos tipos de Sistemas de Energía Minihidráulica, SEMH, los cuales van desde pequeñas presas convencionales, a centrales fluyentes y, finalmente a sistemas en conducciones de agua potable. En este trabajo se tratan varios sistemas de este último tipo.

Desde el punto de vista legislativo, las leyes españolas están muy atrasadas con respecto a otros países, los cuales fomentan y regulan un sistema energético distribuido basado en el balance neto o los incentivos a la utilización de las energías limpias.

En la actualidad, la red de abastecimiento de la ciudad de Cartagena, en su parte denominada casco urbano, recibe el suministro de agua de varios depósitos que dan servicio a las distintas zonas de consumo por medio de válvulas reguladoras de la presión con el fin de garantizar el correcto funcionamiento de la red de abastecimiento, entre los depósitos y la zona de consumo.

El trabajo evalúa la viabilidad de la sustitución de dichas válvulas por turbinas hidráulicas, que permitirían regular la presión, de forma análoga a las válvulas existentes, y que a la vez posibilitarían la recuperación de la energía hidroeléctrica.

Estos tipos de instalaciones son idóneas para la implantación de turbinas no convencionales como son las de flujo cruzado y las bombas de velocidad variable funcionando como turbinas. De forma general para que un emplazamiento sea viable deberá circular por él un caudal de 100-120 m³/s y disponerse de una diferencia de presión de 25-30m, antes y después de la válvula reguladora de presión.

Contenido

1.	INTRODUCCIÓN	1
1.1.	CONTEXTO MUNDIAL	2
1.2.	CONTEXTO EUROPEO.....	3
1.3.	SITUACIÓN EN ESPAÑA.....	3
1.4.	OBJETIVOS.....	5
2.	ENERGÍA MINIHIDRÁULICA	7
2.1.	SISTEMAS DE ENERGÍA MINIHIDRÁULICA (SEMH)	8
2.1.1.	COMPONENTES BÁSICOS DE UN SEMH	8
2.1.2.	APLICACIONES DE LOS SEMH.....	9
2.1.3.	CLASIFICACIÓN DE LOS SEMH.....	10
2.1.4.	SEMH EN CONDUCCIONES EN PRESIÓN	12
2.2.	PROYECTOS ACTUALES DE SEMH	14
3.	MARCO LEGISLATIVO.....	17
3.1.	PLAN EUROPEO 20/20/20	18
3.2.	MARCO REGULATORIO NACIONAL	19
3.2.1.	REAL DECRETO 413/2014, DE 6 DE JUNIO.	19
3.2.2.	REAL DECRETO 1699/2011, DE 18 DE NOVIEMBRE.	20
3.2.3.	EL FUTURO, LA GENERACIÓN DISTRIBUIDA Y EL BALANCE NETO.....	20
3.3.	EJEMPLOS DE BALANCE NETO.....	22
3.3.1.	ALEMANIA	22
3.3.2.	ESTADO DE CALIFORNIA, EEUU	23
4.	ESTUDIO PRELIMINAR	25

4.1.	DESCRIPCIÓN DE LOS EMPLAZAMIENTOS	26
4.2.	DATOS DE CAUDALES Y PRESIONES	27
4.2.1.	LLENADO DEPÓSITO CABEZO BEAZA	27
4.2.2.	PUNTO DE REGULACIÓN TORRECIEGA	29
4.2.3.	SAN ANTON (TOMA EL COCHERÓN)	30
4.2.4.	LA ALJORRA	31
4.3.	CÁLCULO DEL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO	32
4.3.1.	LLENADO DEPÓSITO CABEZO BEAZA	33
4.3.2.	PUNTO DE REGULACIÓN TORRECIEGA	34
4.3.3.	SAN ANTON	35
4.3.4.	LA ALJORRA	35
4.3.5.	RESUMEN DE RESULTADOS	36
4.4.	PROPUESTA DE ACTUACIÓN	38
4.4.1.	CABEZO BEAZA	39
4.4.2.	PUNTOS DE REGULACIÓN URBANOS	41
5.	ESTUDIO TÉCNICO	43
5.1.	JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO TÉCNICO	44
5.2.	EMPLAZAMIENTOS AGUAS ARRIBA DE UN DEPÓSITO	45
5.2.1.	TEORIA DE LA TURBINA DE FLUJO CRUZADO	45
5.2.2.	PREDIMENSIONADO DE LA TURBINA	48
5.2.3.	PRODUCCIÓN DE LA TURBINA DE FLUJO CRUZADO	48
5.3.	EMPLAZAMIENTOS AGUAS ARRIBA DE UNA ZONA DE CONSUMO	50
5.3.1.	INTRODUCCIÓN A LAS BOMBAS COMO TURBINAS	50
5.3.2.	DIFERENCIAS ENTRE UNA BOMBA Y UNA TURBINA	52
5.3.3.	SELECCIÓN DE UNA PAT	54

5.3.4.	GARANTIZAR LAS CONDICIONES DEL SITIO: VELOCIDAD DE GIRO	.57
5.3.5.	CORRECCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO59
5.3.6.	GENERACIÓN DE ENERGÍA DE LAS PAT61
6.	ESTUDIO ECONÓMICO Y AMBIENTAL65
6.1.	ANÁLISIS ECONÓMICO66
6.1.1.	PRESUPUESTO EMPLAZAMIENTOS AGUAS ARRIBA DE UN DEPÓSITO	66
6.1.2.	PRESUPUESTO EMPLAZAMIENTOS AGUAS ARRIBA DE ZONAS DE CONSUMO67
6.1.3.	VIABILIDAD ECONÓMICA68
6.2.	REDUCCIÓN DE EMISIONES DE CO ₂70
7.	CONCLUSIONES71
8.	BIBLIOGRAFÍA77
	ANEXO I: PREDIMENSIONADO DE LA TURBINA MICHEL BANKY79
	SELECCIÓN DEL DIÁMETRO Y VELOCIDAD DE GIRO80
	Nº DE ALABES DEL ROTOR80
	OBTENCIÓN DEL ANCHO DEL ROTOR81
	DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL INYECTOR82
	ANEXO II: "Scripts" GENERADOS EN EL CALCULO DE LAS PAT85
	TORRECIEGA86
	SAN ANTON90
	LA ALJORRA94

1. INTRODUCCIÓN

CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN

En este primer capítulo del presente trabajo se van a abordar inicialmente el papel de las energías renovables en un contexto mundial, para posteriormente establecer las medidas que se toman en la Unión Europea en cuanto al desarrollo de las energías no fósiles, finalmente, se hace un repaso a nivel español de las medidas de fomento de las tecnologías limpias, aportando datos concretos sobre su uso en España. Finalmente se mostrarán los objetivos principales del presente trabajo.

1.1. CONTEXTO MUNDIAL

El actual sistema energético a nivel mundial está basado en la generación de energía a partir de combustibles fósiles como el petróleo, el carbón mineral y el gas. En la actualidad, la generación de energía a partir de estas materias primas se está replanteando por razones como la limitada disponibilidad de recursos, dado que sólo se encuentran en puntos concretos del planeta; por otro lado, su uso a gran escala está causando graves efectos sobre el medio ambiente y la salud de los seres humanos; por último, su uso a gran escala está provocando su rápido agotamiento, comprometiendo así el futuro de las nuevas generaciones.

El consumo mundial de energía es muy inferior a la cantidad de energía que recibe la Tierra procedente del Sol. La energía hidroeléctrica, la cual proviene indirectamente de la radiación solar, tiene las virtudes de ser autóctona, limpia e inagotable, al igual que el resto de energías renovables.

A gran escala la energía hidroeléctrica presente tiene un campo de expansión limitado, ya que en los países más desarrollados la mayoría de los ríos importantes ya cuentan con uno o varios puntos de aprovechamiento, mientras que en los países en vías de desarrollo los grandes proyectos pueden chocar con obstáculos de carácter financiero, ambiental y social.

En menor escala, sin embargo, la generación de electricidad con minicentrales hidroeléctricas sí ofrece posibilidades de crecimiento, debido a la diversidad de caudales que aún son susceptibles de ser aprovechados con las nuevas tecnologías.

A pesar de la existencia de este tipo de alternativas, la Agencia Internacional de la Energía concluye que mientras aumentan las previsiones de crecimiento del consumo de petróleo, bajan las reservas a nivel mundial. De esta forma, el uso indiscriminado del petróleo como fuente principal de energía, crea una dependencia exterior de los países importadores de este recurso, haciendo así vulnerable su sistema energético frente a posibles crisis del sector petrolífero. Además, el incremento del precio del crudo y el gas crea tensiones en el mercado eléctrico. Por todo esto, las energías renovables se convierten en una fuente segura de energía.

1.2. CONTEXTO EUROPEO

La Unión Europea tiene como objetivo prioritario la promoción de la electricidad generada a partir de fuentes de energía renovables. Esto se debe a razones diversas como son la seguridad y diversificación del suministro de energía, la protección del medio ambiente y la mejora económica y social.

El marco legislativo de las energías renovables en la Unión Europea está basado en el "*Libro Blanco para una Estrategia Común y un Plan de Acción para las Energías Renovables*", desarrollado en 1997 por parte de la Comisión de las Comunidades Europeas. Dicho texto establece como objetivo el incremento en 4.500 MW de potencia instalada en el conjunto de Europa en minicentrales hidroeléctricas para el año 2010, lo que ha permitido incrementar la producción anual desde los 37 TWh a los 55 TWh.

La UE pretende estimular el uso de estas tecnologías mediante sistemas de apoyo para la promoción de la electricidad renovable, como son: "certificados verdes", ayudas a la inversión, devoluciones de impuestos y sistemas de apoyo directo a los precios.

Estos últimos, conocidos también como el sistema REFIT (*Renewable Energy Feed-in Tariffs*) constituyen el principal apoyo actual al desarrollo de las tecnologías renovables en la UE. Mediante dicho sistema, los generadores de electricidad renovable tienen derecho a vender toda su producción a la red, y a ser, al mismo tiempo, retribuidos por ello a un precio superior al precio medio de mercado.

1.3. SITUACIÓN EN ESPAÑA

España cuenta con un consolidado sistema de generación de energía hidroeléctrica y un sector tecnológicamente maduro en esta área. Esto se debe a varios factores, como son, la existencia de importantes recursos hidrológicos y una larga tradición histórica en el desarrollo de aprovechamientos hidroeléctricos.

Aunque la evolución de la potencia hidroeléctrica en España se ha estancado en los últimos años. La energía hidroeléctrica generada en pequeñas centrales, por el contrario, sigue creciendo de manera moderada.

Una vez terminado el período de vigencia del PER (Plan Energías Renovables) 2005-2010, el Gobierno de España ha elaborado un nuevo Plan para el periodo 2011-2020. Este Plan incluye el diseño de nuevos escenarios energéticos y la incorporación de objetivos acordes con la Directiva 2009/28/CE, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables, la cual establece objetivos

CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN

mínimos para el conjunto de la Unión Europea y para cada uno de los Estados miembros. Concretamente, la esta Directiva establece como objetivo conseguir una cuota mínima del 20% de energía procedente de fuentes renovables en el consumo final bruto de energía de la Unión Europea, constituyendo éste el mismo objetivo establecido para España; además, Europa ha fijado una cantidad mínima del 10% de energía procedente de fuentes renovables para el consumo de energía del sector del transporte en cada Estado miembro para el año 2020.

Por otro lado, el Informe de Sostenibilidad Ambiental del PER 2011-2020 contempla un diagnóstico ambiental de ámbito territorial de aplicación del PER 2011-2020; una relación de la normativa de relevancia en el marco de la planificación de las energías renovables; la identificación de los aspectos ambientales importantes para la planificación de las energías renovables en el año 2020; planteamientos y análisis de las alternativas del PER 2011-2020; un listado de acciones para prevenir, reducir y eliminar, probables efectos negativos sobre el Medio Ambiente, etc.

Nuestro país ha dejado atrás la fase de lanzamiento de las energías renovables y se encuentra en la de consolidación y desarrollo. En ésta, y de acuerdo con la Ley 2/2011 de 4 de marzo de Economía Sostenible, los marcos de apoyo deberán basarse en los conceptos de estabilidad, flexibilidad para incorporar los avances tecnológicos, internalización de costes del sistema energético y priorización de la innovación.

En cuanto al papel de las renovables en la generación eléctrica, su contribución al consumo final bruto de electricidad ha pasado del 18,5% en 2004 al 29,2% en 2010. Estos datos corresponden a un año normalizado, pues los datos reales indican un crecimiento desde el 17,9% en 2004 hasta el 33,3% en 2010.

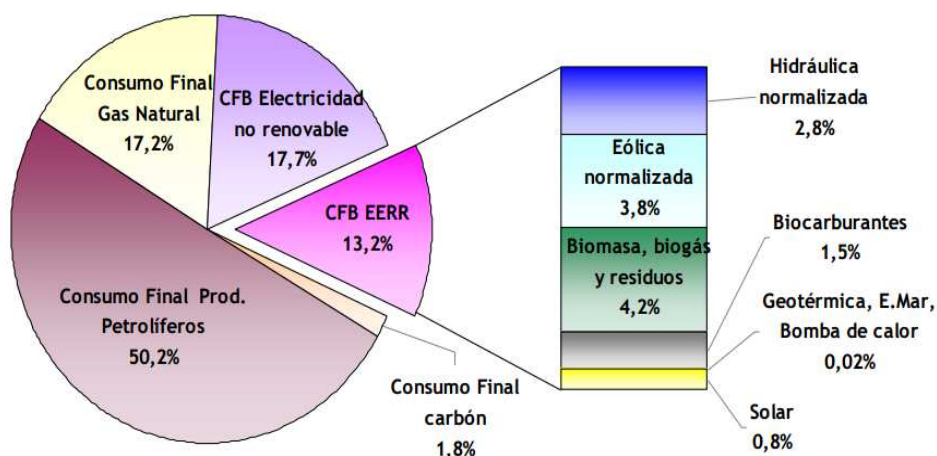


Figura 1: Consumo bruto final de energía en 2010, fuente "Resumen del Plan de Energías Renovables", IDAE.

CAPITULO 1: INTRODUCCIÓN

Por otro lado, la contribución de la electricidad proveniente de tecnologías renovables a la producción bruta de electricidad en España en 2010 fue de un 32,3% y su distribución por fuentes se puede observar en la siguiente figura. En relación con este dato, hay que aclarar que dicha contribución ha sido calculada de acuerdo a la metodología utilizada por el PER 2005-2010, la cual hace referencia al consumo bruto de electricidad, restando las exportaciones y sumando las importaciones de electricidad a la producción bruta.

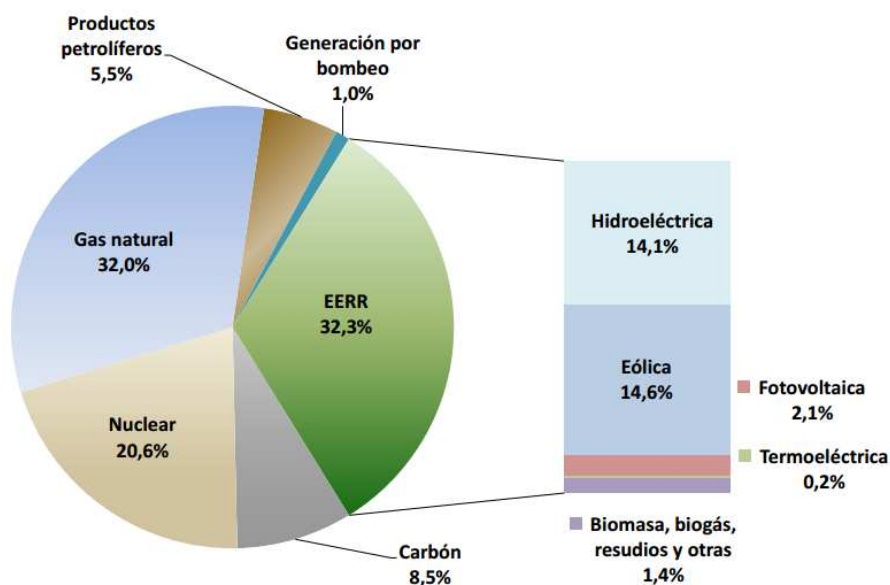


Figura 2: Producción energética en el 2010, fuente "Resumen del Plan de Energías Renovables", IDAE.

1.4. OBJETIVOS

Con el objetivo general de mejorar la eficiencia energética en redes de agua potable, el presente trabajo plantea el estudio de la posibilidad del aprovechamiento energético de los puntos de regulación de la presión de una parte de la red de abastecimiento a Cartagena. Para ello se analizarán los sistemas actuales de recuperación energética en redes hidráulicas así como su posible implantación al caso concreto de varios emplazamientos de la red de abastecimiento a Cartagena.

Por último, se pretende conocer si dichos sistemas de recuperación de energía son económicamente viables, así como su aportación a la disminución de emisiones de gases de efecto invernadero.

2. ENERGÍA MINIHIDRÁULICA

CAPITULO 2: ENERGÍA MINIHIDRÁULICA

A continuación se va a realizar una introducción teórica a los sistemas de energía minihidráulica, los cuales son de aplicación en este proyecto; posteriormente se realizará una clasificación de los distintos tipos de sistemas existentes hoy en día; finalmente se mostrarán los principales proyectos ya realizados en España cuya tecnología se basa en la minihidráulica.

2.1. SISTEMAS DE ENERGÍA MINIHIDRÁULICA (SEMH)

Energía minihidráulica es el término con el que la ONUDI (Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial), denomina a las centrales hidroeléctricas de potencia inferior a 10 MW.

No existe, sin embargo, consenso entre los distintos países para definir los límites de potencia a considerar en energía minihidráulica. Algunos países como Portugal, España, Irlanda y más recientemente Grecia y Bélgica, consideran "pequeñas" todas las centrales cuya potencia instalada no supera los 10 MW. En Italia el límite está situado en los 3 MW, mientras que en Francia, el límite se ha establecido recientemente en 12 MW, no como especificación de "pequeño aprovechamiento", sino como potencia máxima por debajo de la cual la red tiene obligación de adquirir la energía eléctrica generada por las mismas. En el Reino Unido no existe límite oficial pero suele prevalecer el criterio de los 10 MW.

2.1.1. COMPONENTES BÁSICOS DE UN SEMH

Una instalación hidroeléctrica está básicamente formada por canales y componentes hidráulicos (sistema de captación de agua, tomas de agua, sistema de canalización y de restitución, centralita) y por componentes electromecánicos (turbina, alternador, cuadros eléctricos, sistemas de mando).

El agua procedente de los sistemas de toma de agua es canalizada, a través de canales o conductos, a la cámara de carga, que determina el nivel del canal a cielo abierto superior, necesario en función del salto útil para la central. Desde este punto, el agua es canalizada a las turbinas a través de conductos forzados y, al pasar a por las paletas móviles (rotores), determina su rotación. El eje del rotor que gira está conectado a un generador de electricidad (alternador); el agua que sale de la turbina es devuelta, a través de los sistemas de restitución a su curso original, a un nivel determinado por el canal a cielo abierto inferior.

CAPITULO 2: ENERGÍA MINIHIDRÁULICA

La potencia que se puede obtener de una instalación, a igualdad de caudal y salto, depende del rendimiento global de transformación de una instalación hidroeléctrica, que es el resultado del producto de, al menos, los cinco siguientes rendimientos parciales:

- Rendimiento hidráulico (η_h).
- Rendimiento volumétrico de la turbina (η_v).
- Rendimiento mecánico del grupo turbina-generador (η_t).
- Rendimiento eléctrico del generador (η_g).
- Rendimiento del transformador (η_{trans}).

Una minicentral está constituida por diversos componentes y equipos que pueden clasificarse en tres grandes grupos:

- Obra civil.
- Equipamiento electromecánico.
- Equipos auxiliares.

2.1.2. APLICACIONES DE LOS SEMH

La principal aplicación de los SEMH es la generación de energía eléctrica. Una minicentral puede estar conectada a la red, en cuyo caso vierte toda la energía generada a la misma, o puede ser una instalación aislada, cuya función principal es la de electrificar una edificación.

Algunas de las ventajas de la energía minidrúlica aislada son:

- Producción continua de electricidad: la solar y la eólica, por ejemplo, tienen el inconveniente de que dependen de las condiciones meteorológicas.
- Ahorro de costes de combustible: tras la inversión inicial, se asegura el suministro eléctrico de por vida de forma gratuita.
- Ausencia de ruidos o contaminación.
- No son imprescindibles las baterías para acumular la electricidad.
- Pueden funcionar en condiciones poco óptimas, es decir, poca altura o poco caudal, colocando la clase de turbina idónea para cada arroyo.
- Cuando la instalación está conectada a la red se inyecta toda la producción de energía eléctrica generada a la red. Esto permite aumentar el porcentaje de energías renovables que se consumen.

2.1.3. CLASIFICACIÓN DE LOS SEMH

La clasificación de los SEMH aclarará las diferentes modalidades de funcionamiento. En España, como se ha mencionado anteriormente, se consideran que una central es central minihidráulica cuando su potencia instantánea instalada es de 10 MW o menos.

Las centrales minihidráulicas se clasifican en:

- a) **Centrales a pie de presa:** Estas centrales se sitúan junto a un embalse artificial o pantano, en el cual se acumula el agua, que podemos aprovechar en la central, según las necesidades o disponibilidad del recurso hídrico.

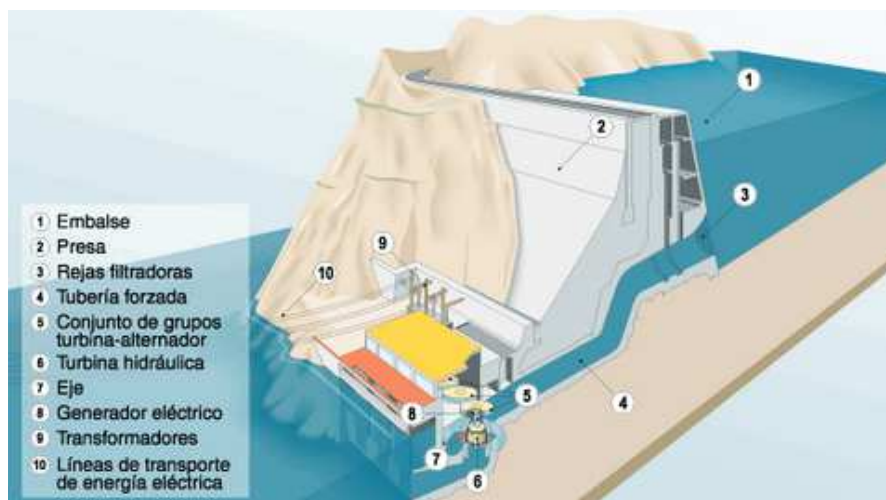


Figura 3: elementos de una central a pie de presa.

- a) **En canal de riego:** Consiste este tipo de instalaciones en intercalar el equipamiento en el mismo canal utilizado para riego agrícola. Suelen tener una potencia reducida, ya que el salto no es elevado.
- b) **Centrales de agua que fluye o centrales fluyentes:** Se construyen en los lugares en que la energía hidráulica debe ser utilizada en el instante en que se dispone de ella, para accionar las turbinas hidráulicas. No cuentan prácticamente con reserva de agua, oscilando el caudal suministrado según las estaciones del año. Su construcción se realiza mediante presas sobre el cauce de los ríos, para mantener un desnivel constante en la corriente de agua. En estas centrales, el agua a turbinar se capta del cauce del río por medio de una obra de toma, y una vez que pasa por la turbina, se devuelve al río en un punto distinto al de captación.



Figura 4: Central hidroeléctrica de Laufenburgo, Argovia, Suiza.

- c) **En conducción de agua potable:** Existe también la posibilidad de insertar una central hidroeléctrica, para generar electricidad, en una red en presión de agua, este tipo de SEMH es el que se va a estudiar en este trabajo. Estos aprovechamientos tienen la ventaja de que muchas de las estructuras ya existen, lo que disminuye el coste de la inversión; el impacto ambiental suplementario es prácticamente nulo, y las gestiones burocráticas para la obtención de permisos se simplifican.

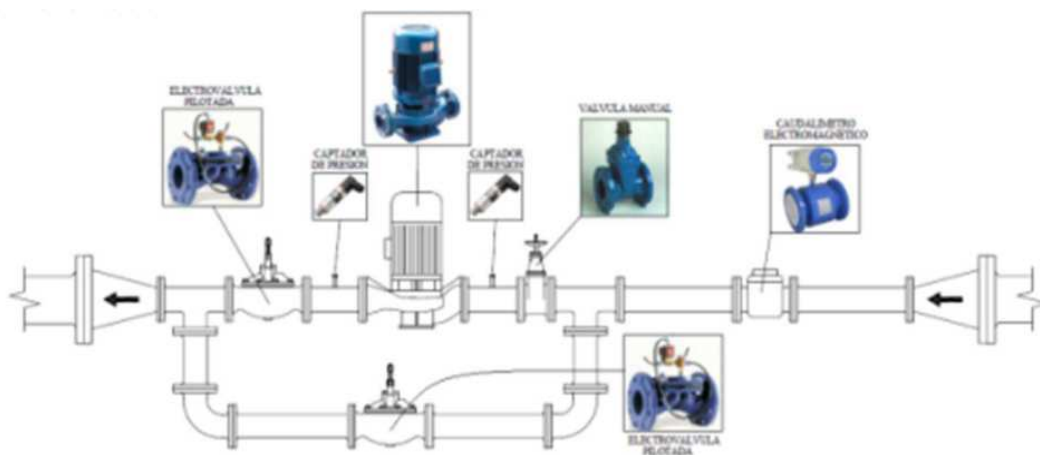


Figura 5: Componentes de una minicentral hidráulica en una red de agua en presión.

2.1.4. SEMH EN CONDUCCIONES EN PRESIÓN

Se discuten en este apartado los principales funcionamientos, en cuanto a caudales circulantes y diferencias de presión antes y después de las válvulas de regulación, de los distintos tipos de SEMH en conducciones en presión.

Estos sistemas se encuentran regulados por depósitos y válvulas reguladoras de la presión, las cuales fijan la consigna de presión necesaria para el correcto funcionamiento de la red situada aguas debajo de la válvula o el depósito.

La distribución de presiones aguas arriba y aguas debajo de los depósitos y las válvulas, así como la distribución de caudales circulantes por la red condicionan la tipología del aprovechamiento. Esto hace diferenciar entre *emplazamientos aguas arriba de depósitos* y *emplazamientos aguas arriba de una zona de consumo*. Las principales características de cada tipo de sistema son:

- *Emplazamientos aguas arriba de depósitos, (figura 4):* dado que sólo reciben aportaciones de caudal cuando el deposito situado aguas abajo se encuentra casi vacío, estos emplazamientos presentan una distribución cíclica de caudales y presiones a lo largo del tiempo, definida por el tiempo durante el cual el depósito se llena y se vacía. Esto da lugar a que la variabilidad, tanto de presiones como de caudales sea mínima, lo que permitirá a posteriori maximizar el aprovechamiento energético de estos emplazamientos.

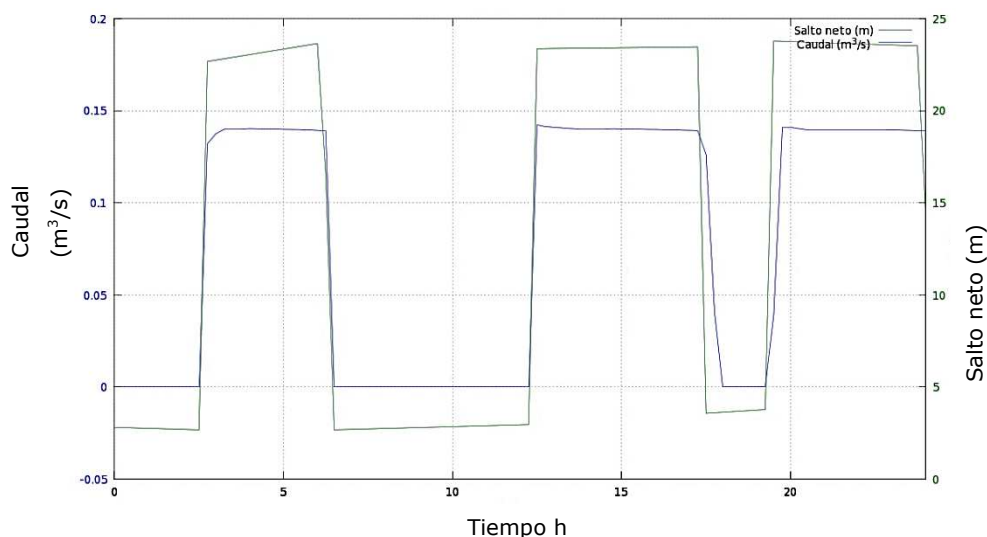


Figura 6: Distribución de caudales (azul) y salto neto (verde) para un emplazamiento aguas arriba de un depósito, elaboración propia.

CAPITULO 2: ENERGÍA MINIHIDRÁULICA

- *Emplazamientos aguas arriba de una zona de consumo:* a diferencia que en los anteriores, estos se encuentran aguas arriba de una zona de consumo, por lo tanto, presentan la variabilidad de presiones y caudales (figura 5) acorde con el tipo de consumo al que suministran.

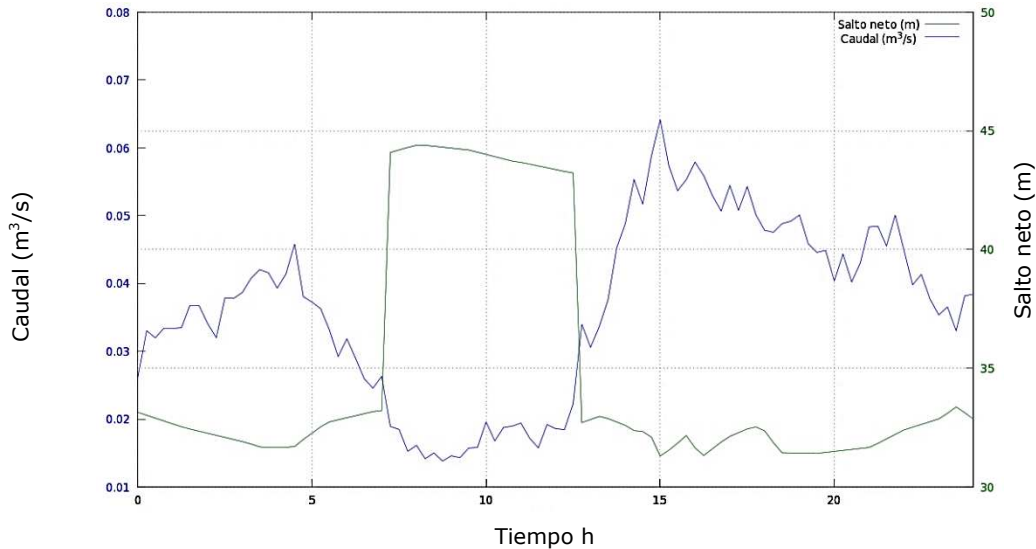


Figura 7: Distribución horaria de presiones (verde) y caudales (azul) para un emplazamiento aguas arriba de una zona de consumo, elaboración propia

De igual forma que la posición en la red de abastecimiento afecta a la distribución de caudales y presiones, su ubicación también condiciona el tipo de máquina hidráulica utilizable para cada aprovechamiento. De esta forma se diferencian:

- *Emplazamientos aguas arriba de depósitos:* este tipo de emplazamientos se estudia como un aprovechamiento normal, dado que la zona aguas abajo del punto de aprovechamiento es un depósito, y por lo tanto se encuentra a presión atmosférica, esto permite la colocación de en este tipo zonas de turbinas convencionales tipo *Francis, Pelton, Kaplan o Mitchell Banki*.
- *Emplazamientos aguas arriba de una zona de consumo:* estas zonas de aprovechamiento limitan el tipo de máquina hidráulica debido a que en ellos tanto succión como la descarga se realizan en presión.

2.2. PROYECTOS ACTUALES DE SEMH

En este apartado se van a presentar una serie de proyectos realizados por distintas empresas en los que se han implantado SEMH en España.

PAT EN UNA COMUNIDAD DE REGANTES

Este proyecto ha sido realizado por la empresa catalana *Tecnoturbines* y, consiste en una bomba funcionando como turbina (PAT) colocada entre dos balsas de almacenamiento de agua de la Comunidad de Regantes de Casinos, Valencia (figura 6), el objetivo de este proyecto es la producción de energía eléctrica para el autoconsumo de la propia comunidad de regantes.

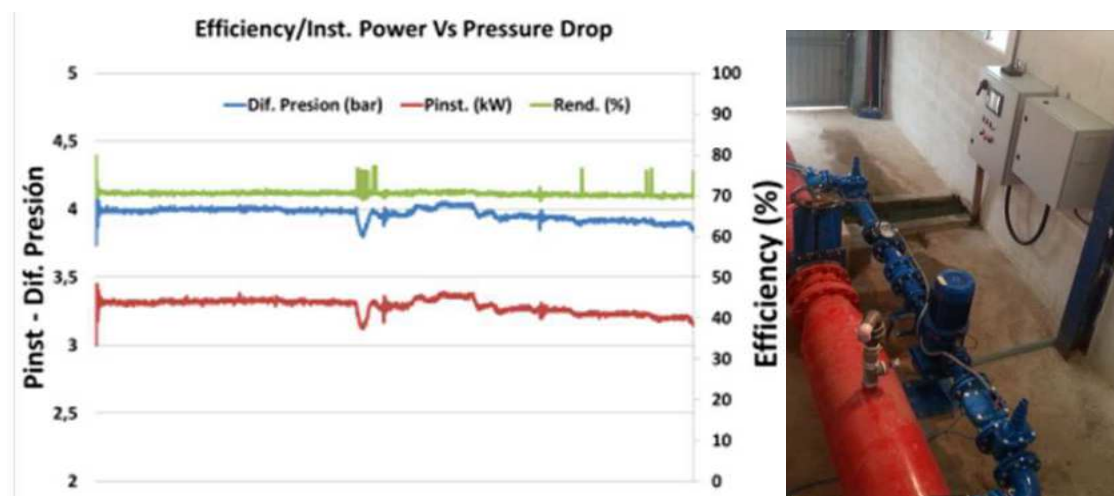


Figura 8: Grafica con la presión, potencia y rendimiento de la instalación (izquierda); imagen de la bomba como turbina instalada (derecha), fuente Tecnoturbines S.L.

RECUPERACIÓN ENERGÉTICA EN ESTACIONES EXISTENTES

A continuación se exponen dos proyectos realizados por la empresa *Aqualogy* en Murcia, consistentes en la recuperación energética de dos instalaciones de tratamiento de agua.

- El primero de ellos ha sido realizado en la Estación de Tratamiento de Agua Potable de la Contraparada, situada en Murcia (figura 7). En ella se ha instalado un sistema de recuperación de energía mediante una bomba centrífuga funcionando como turbina (PAT) que abastece de energía a una bomba de cámara partida, la cual proporciona la altura necesaria para el correcto funcionamiento de la red. Esta instalación tiene una producción anual de 877266 kW, lo que permite una reducción de emisiones de 239494 kg CO₂/año.

CAPITULO 2: ENERGÍA MINIHIDRÁULICA

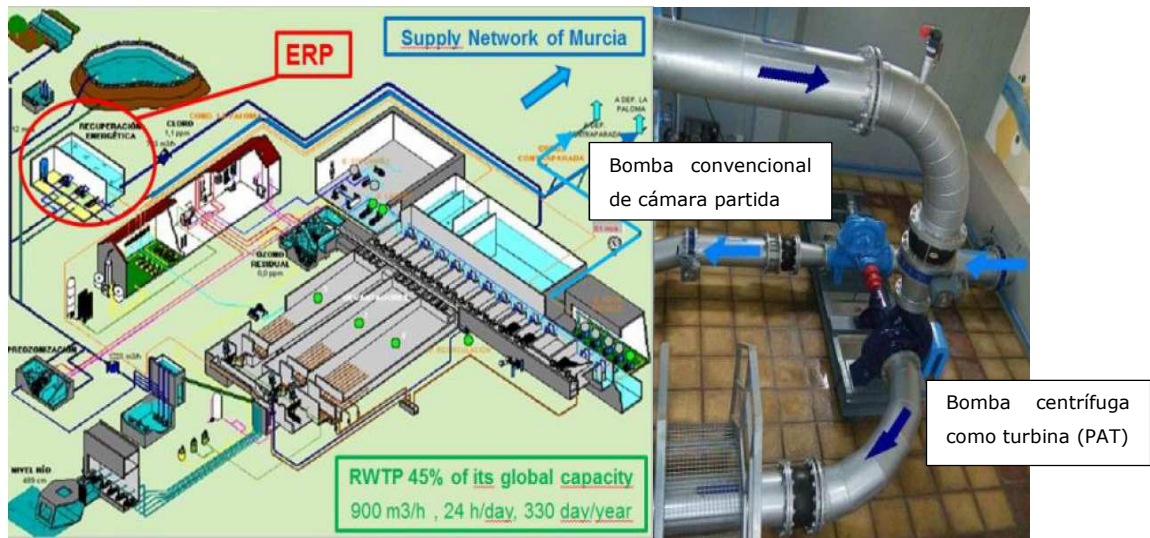


Figura 9: Esquema del emplazamiento del SEMH en la ETAP Contraparada (izquierda); imagen del SEMH instalado (derecha), fuente AQUALOGY.

- El segundo proyecto de recuperación energética ha sido realizado en el Bombeo de Agua Potable de Roldán (figura 8), en el unas bombas monobloque en línea situadas en la línea de salida de agua, regulan la presión y permiten la recuperación energética de 76kWh que se emplean en suplir parte del consumo de las bombas verticales de la instalación.

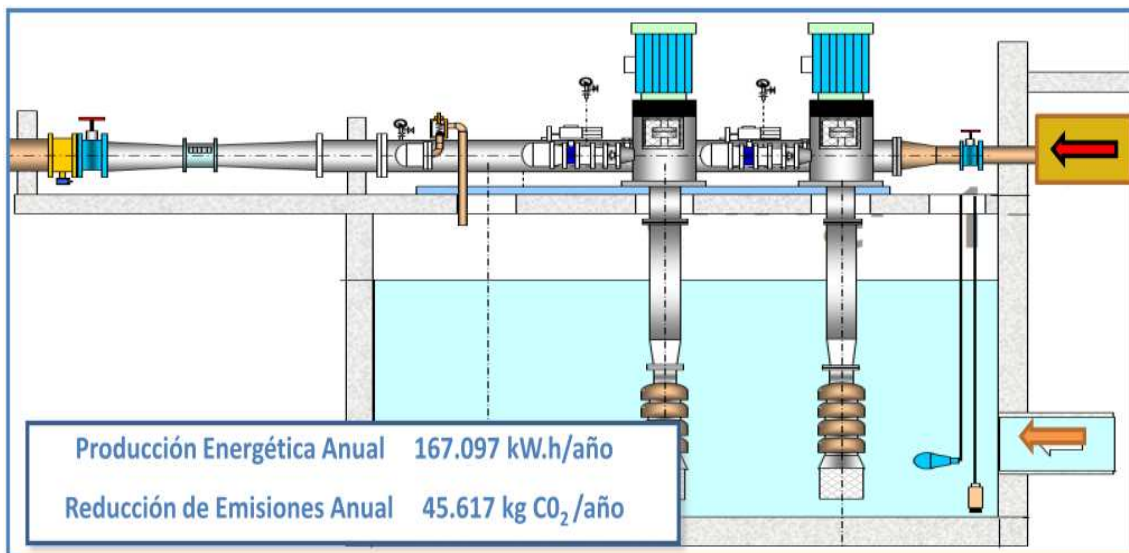


Figura 10: Esquema del sistema de recuperación energética de la EBAP de Roldán.

CAPITULO 2: ENERGÍA MINIHIDRÁULICA

CENTRALES MINIHIDRAULICAS

Los dos proyectos que se van a presentar seguidamente forman parte la red de abastecimiento de la ciudad de Murcia, ambos han sido realizados por la empresa *AQUALOGY*, y permiten la producción energética en varios puntos de la red de abastecimiento con el fin de verter la energía producida a la red municipal.

- Una de las centrales minihidraulicas ha sido realizada aguas arriba del depósito de *El Quiebre*, consta de una turbina de flujo cruzado que se ha instalado en la conducción que transcurre entre el depósito de cabecera de la red de suministro y el depósito de *El Quiebre* (figura 9). Esta central tiene una producción anual de 367137 kWh/año, que se traduce en una reducción anual de 100228 kg CO₂ emitidos.



Figura 11: Turbina de flujo cruzado instalada en la microhidraulica de EL QUIEBRE, fuente AQUALOGY.

- El último proyecto que se va a mostrar ha sido realizado en la zona de regulación de la presión *C2bis*, ubicada junto al Jardín del Malecón (figura 10). En ella se han colocado dos bombas de cámara partida funcionando como turbinas, en sustitución de la antigua válvula de regulación de la presión; ambas PATs producen 546499 kWh/año, lo que permite una reducción de emisiones de CO₂ de 149194 kg/año.



Figura 12: Evolución de la central microhidraulica C2BIS, fuente AQUALOGY.

3. MARCO LEGISLATIVO

CAPITULO 3: MARCO LEGISLATIVO

El marco legislativo que afecta a este tipo de instalaciones viene definido principalmente por las normas provenientes de Europa y por las leyes que promueve el gobierno español, a continuación se hace una breve exposición de cada una de ellas. Por último, y con el fin de poder comparar varias legislaciones existentes, se hace un repaso de cómo se abordan estas leyes en otros países, en este trabajo se verán los ejemplos de Alemania y el Estado de California en los EEUU.

3.1. PLAN EUROPEO 20/20/20

Las autoridades europeas se comprometieron a reducir para 2020 el consumo de energía primaria en un 20 % respecto a las proyecciones previstas. Aumentar la eficiencia energética es la forma más rentable de reducir el consumo de energía manteniendo a la vez un nivel equivalente de actividad económica. Ese aumento también sirve para tratar los desafíos energéticos clave, a saber, el cambio climático, la seguridad energética y la competitividad.

El ahorro de energía es la forma más inmediata y rentable que tiene la Unión Europea de tratar las cuestiones energéticas clave de la sostenibilidad, la seguridad del abastecimiento y la competitividad, como se establece en los objetivos estratégicos de la «política energética para Europa». Los responsables de la UE han insistido en la necesidad de aumentar la eficiencia energética como parte de los objetivos «20-20-20» para 2020:

- Reducir un 20 % el consumo de energía primaria.
- Reducción del 20 % de las emisiones de gases de efecto invernadero.
- Aumento de la presencia de un 20 % de energías renovables

Tanto el objetivo de las emisiones de gases de efecto invernadero como el de las energías renovables implican mejoras de la eficiencia energética y, a la inversa, una actuación ambiciosa en el campo de la eficiencia energética facilitará en gran medida el logro de los objetivos europeos sobre el clima, sobre todo en el marco de la Decisión sobre el esfuerzo compartido.

Según establecen Fraunhofer Isi et al, en su "*Estudio sobre potenciales de ahorro energético en los Estados miembros de la UE, países candidatos y países del EEE*". Las principales oportunidades de ahorro energético son significativas en los principales sectores de consumo, tal y como se muestra en la figura siguiente.

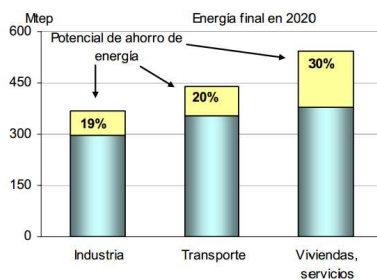


Figura 13: Potencial estimado de reducción del consumo de energía en 2020.

3.2. MARCO REGULATORIO NACIONAL

Se pretende en este capítulo hacer una breve revisión de las principales normativas que son aplicables a nuestro tipo de centrales hidroeléctricas.

Entre los principales decretos que afectan a este tipo de instalaciones se encuentran:

3.2.1. REAL DECRETO 413/2014, DE 6 DE JUNIO.

En el Real Decreto 413/2014, de 6 de junio, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos, inicialmente, se determina el tipo de instalaciones a las que son aplicables las retribuciones por utilización de fuentes de energía renovables, dicha clasificación proviene de la legislación anterior y concretamente establece que las centrales del tipo de minicentral hidroeléctrica que se trata en este proyecto entran dentro del "Grupo b.4 Centrales hidroeléctricas cuya potencia instalada no sea superior a 10 MW".

También se determina la metodología del régimen retributivo específico, que es de aplicación a las instalaciones de producción a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración de alta eficiencia y residuos.

Por último, Este real decreto establece los derechos, obligaciones, particularidades de funcionamiento en el mercado y los procedimientos relativos a la inscripción en el registro administrativo de instalaciones de producción de energía eléctrica.

Esta normativa va un paso más allá en el proceso de convergencia de estas tecnologías con las tecnologías convencionales, homogeneizando su tratamiento.

3.2.2. REAL DECRETO 1699/2011, DE 18 DE NOVIEMBRE.

El Real Decreto 1699/2011, de 18 de noviembre, por el que se regula la conexión a red de instalaciones de producción de energía eléctrica de pequeña potencia, regula la conexión a la red de las instalaciones de producción de energía de pequeña potencia, como pueden ser placas fotovoltaicas o pequeñas turbinas.

Esta normativa sustituye al Real Decreto 1663/2000, de 29 de septiembre, sobre conexión de instalaciones fotovoltaicas a la red de baja tensión, ampliando el ámbito de aplicación de la nueva regulación a las nuevas tecnologías presentes y manteniendo la estructura básica de su contenido.

En ella se simplifican los requisitos para las instalaciones de pequeña potencia que pretendan conectarse en puntos donde exista ya un suministro.

De igual modo, se excluyen del régimen de autorización administrativa las instalaciones de producción con potencia nominal no superior a 100 kW y se anuncia la futura y próxima regulación del suministro de la energía eléctrica producida en el interior de la red de un consumidor para su propio consumo que incentivará el autoconsumo.

3.2.3. EL FUTURO, LA GENERACIÓN DISTRIBUIDA Y EL BALANCE NETO

El sistema de generación de energía eléctrica tradicional está caracterizado por un esquema de generación centralizada, unidireccional y con pocas medidas de control sobre la actuación de la demanda.

La implantación de instalaciones de generación de energía eléctrica a pequeña escala destinadas a autoconsumo constituye una dificultad en cuanto a su integración en el sistema de gestión de las redes de distribución actuales. Al contrario que las instalaciones de mayor tamaño, las pequeñas centrales de producción destinadas a autoconsumo pueden encontrarse embebidas en el interior de los puntos de suministro y resultar invisibles al operador del sistema.

La evolución tecnológica y comercial de las energías renovables en la actualidad, y la prevista para el futuro, está permitiendo la reducción de sus costes de inversión. Esto puede llevar a que resulte más eficiente para el sistema el consumo de energía proveniente de muchas pequeñas instalaciones a la generación provenientes de los tradicionales centros de energía.

CAPITULO 3: MARCO LEGISLATIVO

La generación distribuida presenta beneficios para el sistema como son:

- La reducción de pérdidas en la red.
- La reducción de necesidades de inversiones en nuevas redes
- La minimización del impacto de las instalaciones eléctricas en su entorno.

Por otro lado, en el contexto actual de mercado eléctrico en el que los precios finales de la electricidad, a priori siempre crecientes, que reflejan las fluctuaciones de los mercados diarios, las energías renovables representan una opción de interés cuando los perfiles de consumo y generación de los usuarios son parecidos.

El futuro sistema de generación distribuida, acabará con las incertidumbres existentes por parte de los consumidores/productores en cuanto a energía producida y consumida, la cual se tiene que verter a la red, mediante un mecanismo de compensación diferida de saldos de energía o balance neto.

Se entiende como suministro de balance neto, el sistema de compensación de saldos de energía de manera instantánea o diferida, que permite a los consumidores de producción individual de energía para su propio consumo contabilizar su curva de producción con su curva de demanda.

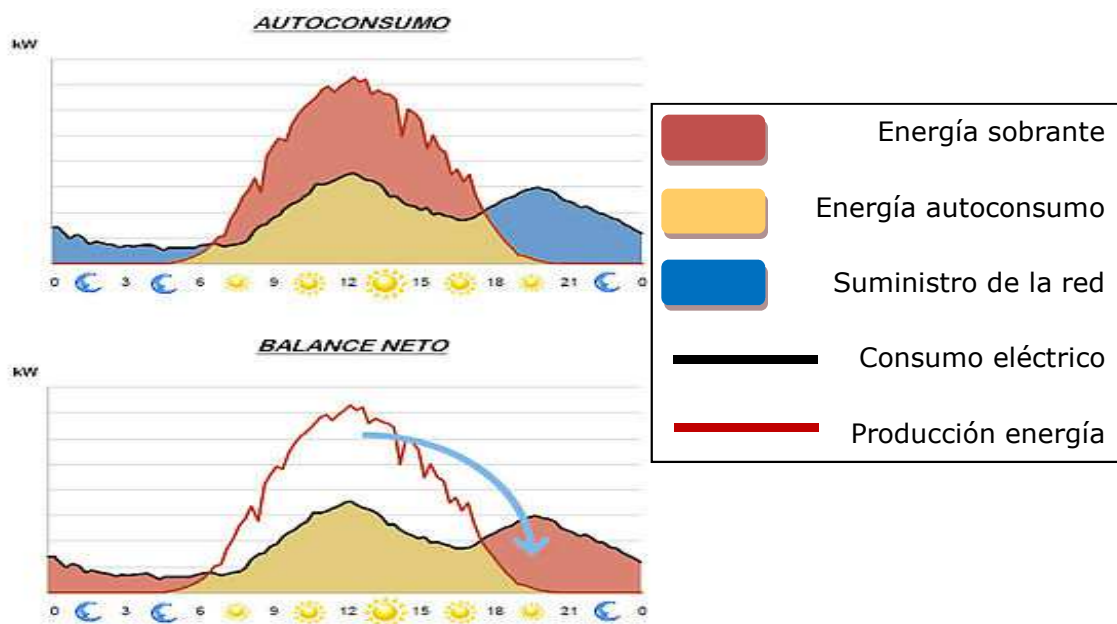


Figura 14: Definición gráfica del balance neto de energía frente a autoconsumo.

Con este sistema, una instalación producirá energía eléctrica para autoconsumo siempre que exista demanda. En caso de que la demanda sea superior a la producción, se importará la energía sobrante a la red, y cuando la demanda sea inferior a la producción, se exportará energía a la red.

De esta forma, se contabilizarán los intercambios de energía eléctrica con la red de manera que, si hay mayor demanda, la energía que se necesita se compra al suministrador de la misma forma que en la actualidad. Por el contrario, si la producción propia es superior a la demanda propia, se exporta la energía sobrante a la red, de forma que existe un crédito de energía con el distribuidor que se descontará en el futuro cuando la demanda sea mayor.

3.3. EJEMPLOS DE BALANCE NETO

Diversos países de nuestro entorno han implementado legislaciones sobre balance neto como, por ejemplo, Francia, Portugal, Dinamarca o Italia. En esta sección se van a detallar dos casos significativos de cómo dos gobiernos han incluido el balance neto en su política eléctrica.

3.3.1. ALEMANIA

El gobierno alemán empezó a fomentar el uso de energías renovables en 1991, pero no ha sido hasta el año 2012 cuando ha regulado la modalidad de suministro de la energía eléctrica mediante el Balance Neto, hay que destacar que en este país únicamente pueden estar suscritas a esta modalidad de suministro de energía las instalaciones de energía solar.

La modalidad de balance neto que ha establecido Alemania consiste en el Balance Neto mixto, el cual se caracteriza por una remuneración tanto a la energía eléctrica generada por la instalación renovable y vertida a la red cuando hay excedente de producción, así como a la energía autoconsumida por el usuario de forma instantánea.

En cuanto al sistema de tarifas de incentivos, existen dos modelos:

- La primera tarifa la constituye un incentivo a la energía producida y no consumida que se vierte a la red o *Fedd in Tarif*.
- Además existe una prima al autoconsumo o *Feed in Premium*, la cual prima en mayor medida el autoconsumo instantáneo mayor al 30% de la energía generada. Este incentivo varía en función de la modalidad de potencia instalada, según se muestra en la figura siguiente.

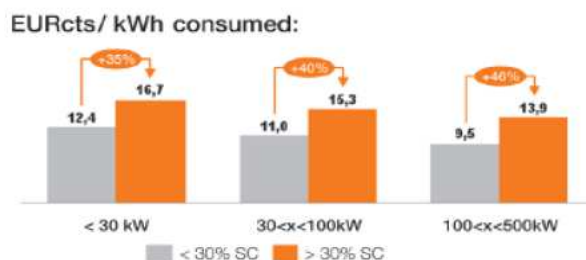


Figura 15: Sistemas de tarifas con incentivos al autoconsumo en Alemania. Fuente: Sunedison.

Mediante este sistema, los consumidores/productores alemanes se ven favorecidos por un incentivo total igual a la suma de las dos tarifas anteriores más lo que ahorran por autoconsumo. De esta forma, al ser tarifas fijas, se otorga seguridad a los consumidores/productores al no depender de contratos con las distintas empresas operadoras del sistema eléctrico.

Este sistema está provocando en Alemania un aumento del autoconsumo sostenible, lo que se traduce en una disminución de las posibles sobrecargas de la red principal, así como de las pérdidas de energía que se producen en el transporte de la misma y, además disminuirá la dependencia de los consumidores/productores del suministro de energía eléctrica por parte de las compañías operadoras; al mismo tiempo, se reducen las emisiones de CO₂ derivadas del proceso de generación eléctrica, fortaleciendo así la competencia de las energías renovables y restringiendo la influencia de los oligopolios del sector privado.

3.3.2. ESTADO DE CALIFORNIA, EEUU

El otro ejemplo de legislación del balance neto que se va a tratar es el del estado de California, en los EEUU. En este estado, se está aplicando la legislación sobre balance neto desde 1996. En este caso, la legislación no solo se aplica a la energía solar, sino también a otros tipos de energías renovables, como la minieólica o la minihidráulica, de forma que California es un ejemplo a seguir en cuanto a instalación de energías renovables de pequeña potencia, mix energético y generación sostenible medioambientalmente.

El modelo de balance neto implantado en California es un modelo mixto, esto es que los usuarios no solo pueden inyectar la energía generada en exceso a la red principal y demandarla en el instante que la precisen, sino que además existe una remuneración monetaria por los saldos de energía vertidos a la red en exceso y no consumidos durante un periodo de un año.

CAPITULO 3: MARCO LEGISLATIVO

En cuanto al sistema tarifario, el principal modelo se conoce como *Net Excess Generation*, el cual realiza una facturación mensual de doble sentido, es decir, se refleja la energía consumida y la vertida a la red. En el caso que la energía vertida a la red principal sea mayor que la consumida de ésta durante un mes, se crea un crédito de energía diferida, el cual se puede consumir en los meses consecutivos, hasta llegar al límite de los 12 meses, momento en el cual se realiza una factura anual. Al final del año, los créditos de energía vertida y no consumida que son remunerados.

El modelo californiano contribuye a aumentar la diversificación energética, favoreciendo la generación eficiente a través de instalaciones renovables. Contribuye así mismo a menguar la dependencia de la generación centralizada, disminuir las pérdidas asociadas al transporte de la energía y reducir las emisiones de CO₂ relativas al proceso de generación.

4. ESTUDIO PRELIMINAR

CAPITULO 4: ESTUDIO PRELIMINAR

En este punto del trabajo se realiza inicialmente una descripción de cuantitativa de los caudales y presiones disponibles en cada uno de los emplazamientos que se tratan. A continuación se realiza una estimación de la producción energética de dichos emplazamientos. Posteriormente se proponen una serie de actuaciones a realizar en función de la naturaleza de cada emplazamiento. Por último, se realiza una estimación del Pay Back de las actuaciones.

4.1. DESCRIPCIÓN DE LOS EMPLAZAMIENTOS

En la actualidad, la red de abastecimiento de la ciudad de Cartagena, en su parte denominada casco urbano (es decir sin incluir la zona denominada barrios, situada al norte), recibe el suministro de agua potable de los siguientes depósitos:

- Depósito de la Desaladora de Escombreras, y depósito Mancomunidad de Canales del Taibilla (en adelante MCT) llamado Cabezo Beaza que abastecen al depósito Cabezo Beaza propiedad del Ayuntamiento de Cartagena desde donde se suministra a la toma de Torreciega.
- Depósito de Tentegorra de MCT que suministra a la toma del Cocherón, la toma de Emergencia y el depósito del Barrio de la Concepción, también de MCT, suministrando estos de forma directa a la red.
- En horario nocturno también se recibe agua de la toma del Plan procedente del depósito de Lo Montero en La Aljorra, que recibe agua a su vez del Canal de Cartagena de MCT.

Todos ellos disponen de una altura de presión suficiente para poder hacer frente a la demanda de agua de la ciudad con suficiente carga. Con el fin de garantizar el correcto funcionamiento de la red de abastecimiento, entre los depósitos y la zona de consumo, se disponen válvulas reguladoras de la presión.

El presente informe evalúa la viabilidad técnica de la sustitución de dichas válvulas por turbinas hidráulicas, que permitirían regular la presión, de forma análoga a las válvulas existentes, y que a la vez posibilitarían la recuperación de la energía hidroeléctrica.

Para la realización de este análisis se contará con datos proporcionados por Hidrogea relativos a caudales y diferencias de presión en las válvulas actuales.

En trabajos a llevar a cabo con posterioridad al presente informe se estudiarán de forma más detallada factores como la distribución de las presiones aguas arriba de las válvulas, la presión objetivo requerida a la salida de las válvulas reguladoras para el correcto funcionamiento de la red, así como la variabilidad del caudal instantáneo, obligan a estudiar la utilización de turbinas regulables. La regulación de las turbinas se puede conseguir mediante la variación de su velocidad de giro,

por ejemplo mediante la disposición de un variador de frecuencia, y/o bien mediante la actuación sobre los ángulos de pala. Dado el tamaño reducido de las turbinas a emplear en este tipo de saltos, se empleará preferentemente la regulación mediante velocidad de giro.

A continuación, en cada válvula de regulación analizada se pre-estimaré el potencial de energía disponible. Seleccionando aquellas con mayor potencial, para las cuales se diseñará o seleccionará una turbina, evaluándose la producción anual de electricidad que conllevaría la sustitución de la válvula por la turbina. De cara al análisis económico del proyecto, se estudiará el uso de la producción eléctrica como autoconsumo dentro de las instalaciones eléctricas municipales, como puede ser el caso del alumbrado público.

4.2. DATOS DE CAUDALES Y PRESIONES

En el presente apartado se muestran los caudales y presiones, a lo largo del día, en algunos de los puntos de la red de la ciudad de Cartagena donde actualmente se regula la presión y en los que se estudia la posibilidad de situar un sistema para la recuperación energética.

4.2.1. LLENADO DEPÓSITO CABEZO BEAZA

El depósito de Cabezo Beaza (cota 90 msnm) recibe sus aportaciones de una toma de la Desaladora de Escombreras, a través de un depósito a la cota 170 msnm. Esta toma dispone de una presión a la entrada que puede estar o no regulada, pasando de valores de presión aguas arriba del mismo de entre 40 y 80 mca, como se detalla a continuación.

SISTEMA SIN REGULACIÓN

En el caso de que la Desaladora de Escombreras no regule las presiones, las principales características de este aprovechamiento se muestran en la figura siguiente.

Se observa como las entradas de caudal, por tratarse de un depósito de regulación, son discontinuas y en los momentos en que dicho depósito se ha vaciado, es decir a partir del descenso de un cierto nivel del agua en el depósito. En los instantes de llenado el caudal se mantiene prácticamente constante y con el valor de $0.14 \text{ m}^3/\text{s}$.

Hay que aclarar que en dicha figura se han comenzado a numerar las horas desde el número 0 correspondiendo este valor a la hora del día de las 17:30 aproximadamente, según los datos proporcionados por Hidrogea.

CAPITULO 4: ESTUDIO PRELIMINAR

En cuanto a la distribución de las presiones, en la figura se muestran, por simplicidad, la resta de las presiones antes y después del punto de regulación, en este caso el depósito, es decir, se muestra la distribución horaria del salto de presiones disponible para este aprovechamiento. La distribución de caudales y salto neto disponible se muestra en la figura siguiente.

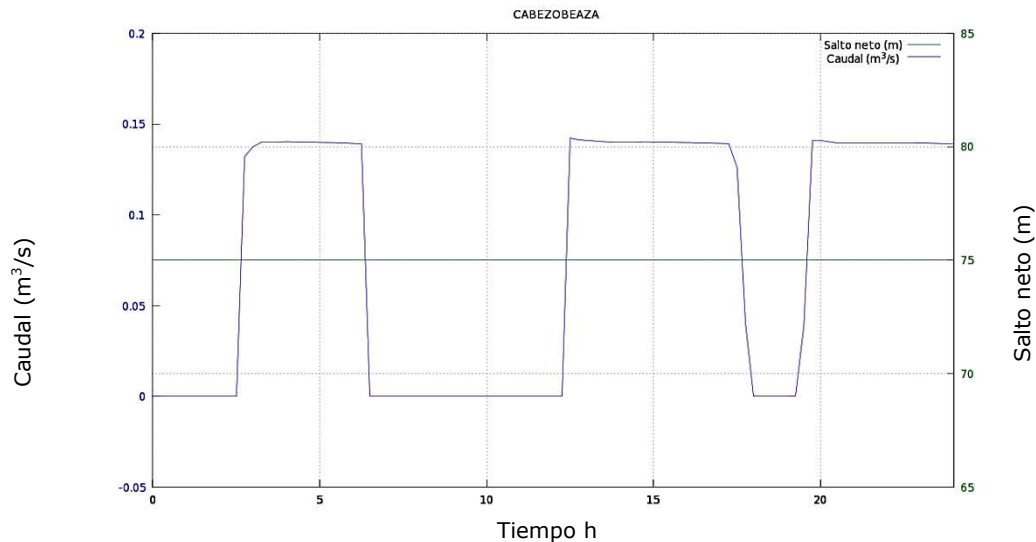


Figura 16: Distribución horaria de presiones (verde) y caudales (azul) para el escenario sin regular de Cabezo Beaza.

SISTEMA CON REGULACIÓN

En el caso de que la Desaladora de Escombreras no regule la presión, la distribución, tanto de caudales como de presiones en el llenado de agua de dicho depósito se muestran en la siguiente figura.

En la figura se observa como las entradas de caudal, por tratarse de un depósito de regulación, son discontinuas y en los momentos en que dicho depósito se ha vaciado, es decir a partir de unos ciertos niveles del agua en el depósito. En los instantes de llenado el caudal se mantiene prácticamente constante y con el valor de $0.14 \text{ m}^3/\text{s}$.

Debido a esta distribución de caudales, el salto neto disponible en este emplazamiento, presenta la misma distribución, es decir, se mantiene constante alrededor de los 18-19 mca en las horas durante las que éste se llena.

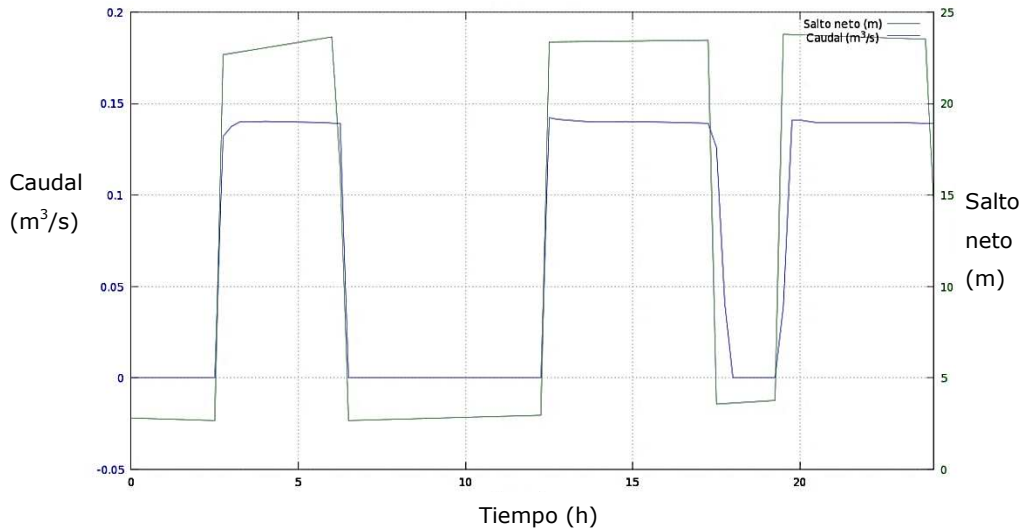


Figura 17: Distribución horaria de presiones (verde) y caudales (azul) para un día medio a la salida del depósito de Cabezó Beza.

4.2.2. PUNTO DE REGULACIÓN TORRECIEGA

En la figura 3, se muestran la distribución instantánea, para un día medio, de caudales y salto neto del punto de regulación de presión situado junto a Torreciega.

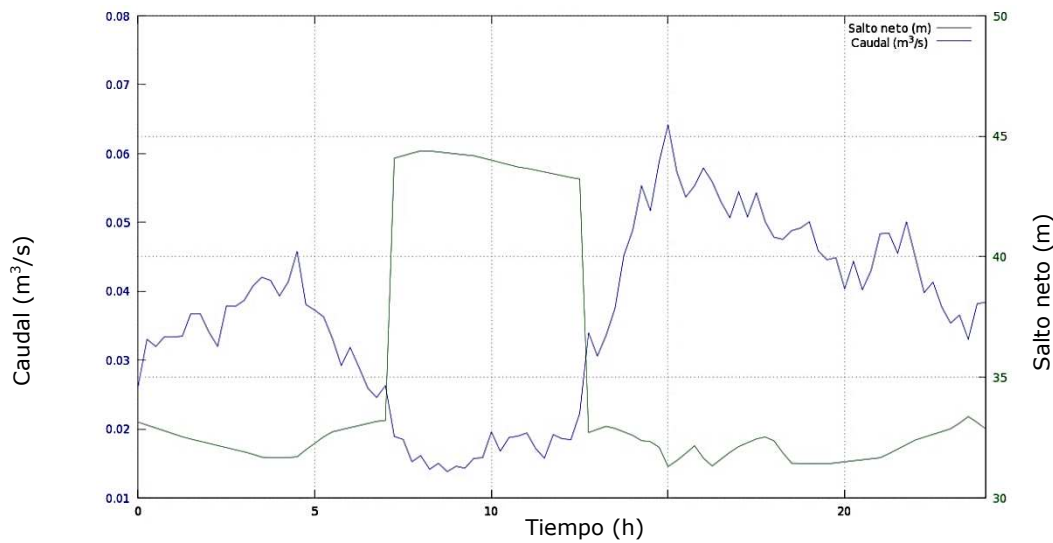


Figura 18: Distribución horaria de presiones (verde) y caudales (azul) para un día medio a la salida del depósito de Torreciega.

En la figura anterior se puede observar una distribución de caudales a lo largo del tiempo propia de un abastecimiento urbano. En cuanto a la distribución de las presiones, en la figura se muestran, por simplicidad, la resta de las presiones antes y después de la válvula de regulación, es decir, se muestra la distribución horaria del salto de presiones disponible para este aprovechamiento. Se observa que la distribución es estable a lo largo del día, situándose en torno a 34 mca, aumentando el salto disponible por la noche, donde se sitúa en los 44 mca, horas

en las que al disminuir el suministro no es necesario mantener una presión tan elevada a la salida de la válvula.

4.2.3. SAN ANTON (TOMA EL COCHERÓN)

A continuación se muestran los datos de partida del emplazamiento de San Antón.

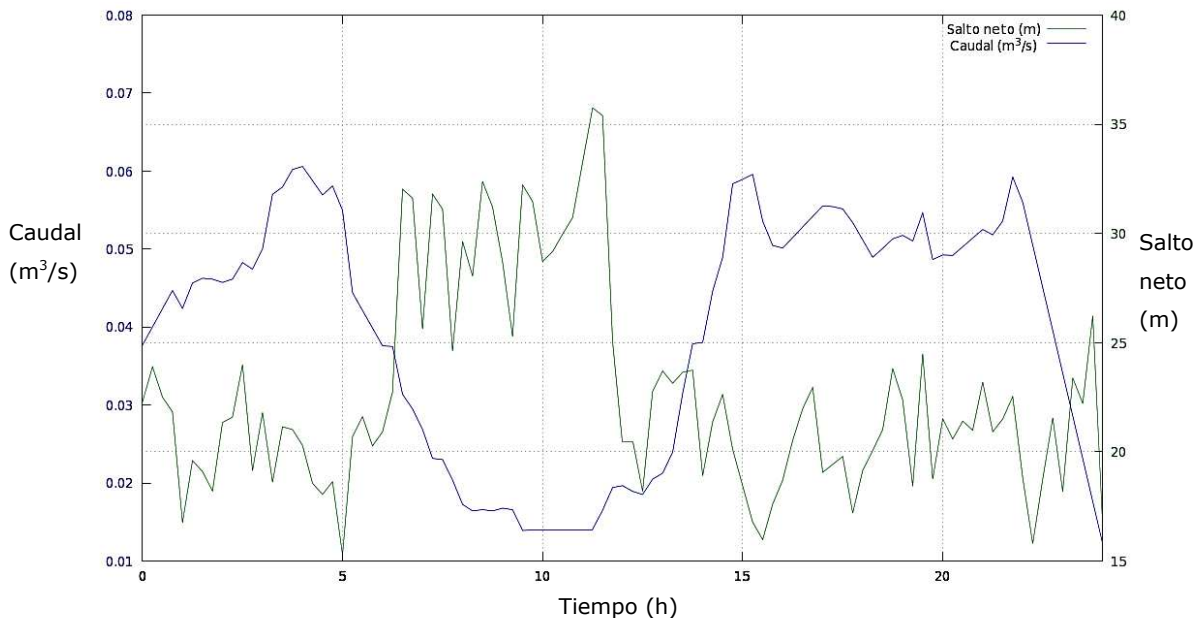


Figura 19: Distribución horaria de presiones (verde) y caudales (azul) para un día medio a la salida del depósito de San Antón.

La figura anterior muestra como los caudales se ajustan, al igual que en el caso de Torreciega, a una distribución diaria típica de un núcleo urbano, es decir, se presentan consumos medios más altos en las horas correspondientes a la mañana y la tarde, mientras que en las horas de la noche, el consumo es mínimo. Si bien hay que señalar en este caso, a diferencia de Torreciega, las diferencias de consumo medio entre la mañana y la tarde son mínimas.

Atendiendo a las presiones de entrada y salida al punto de regulación, y por lo tanto, al salto neto disponible, se observa como el mayor salto disponible se da en las horas de la noche. También hay que señalar que en este emplazamiento la variabilidad instantánea del salto disponible es mayor que en los otros posibles aprovechamientos, lo que posiblemente dificulte el futuro aprovechamiento hidroeléctrico en cuanto a que será más difícil obtener un punto de funcionamiento óptimo.

4.2.4. LA ALJORRA

El siguiente punto de posible aprovechamiento se encuentra regulado por una válvula hidráulica situada en la zona de La Aljorra, y su distribución de presiones y caudales horaria se define en la siguiente figura.

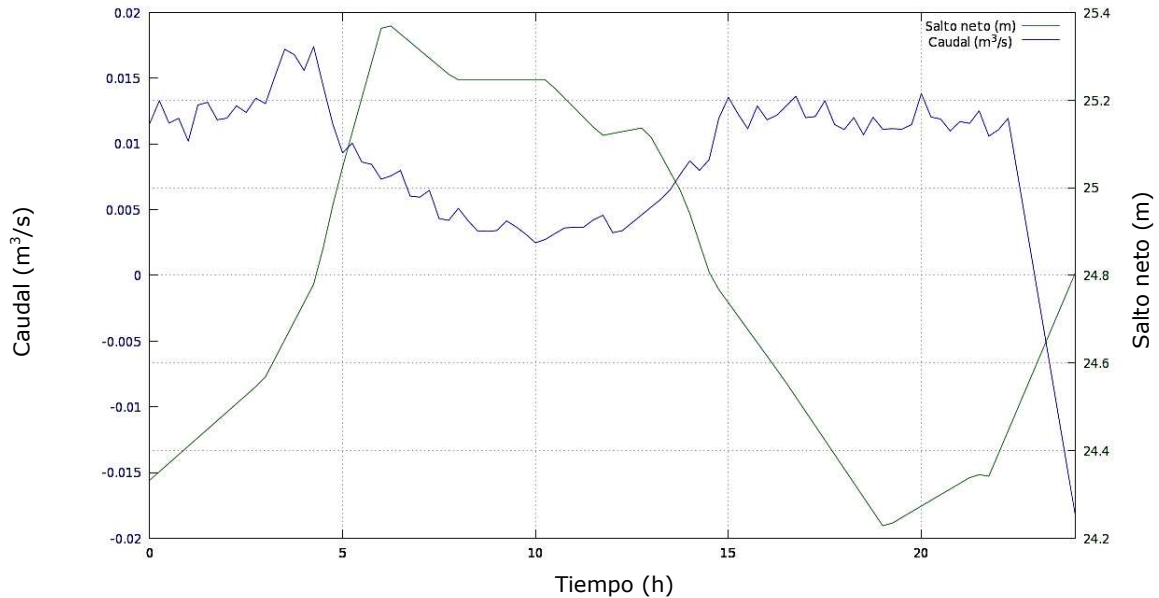


Figura 20: Distribución horaria de presiones (verde) y caudales (azul) para un día medio a la salida del depósito de La Aljorra.

Al igual que el anterior se corresponde con una zona residencial, por lo tanto, presenta consumos más altos en las zonas del día y más bajos en las horas de la noche.

En cuanto a las presiones, éstas se mantienen prácticamente constantes, y por lo tanto, el salto neto disponible para el posible futuro aprovechamiento varía entre 24.3 - 25.3 mca, lo que permite en este caso disponer de un salto casi constante, de forma que se facilitará la consecución del punto óptimo del aprovechamiento.

4.3. CÁLCULO DEL APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO

Para el cálculo inicial del aprovechamiento máximo se empleará la fórmula general de la producción de una turbina:

$$P = g * \eta * \rho * H_n(t) * Q(t) \quad 4.1$$

Dónde:

η : rendimiento de la turbina, como se está estudiando el aprovechamiento máximo se tomará $\eta=1$.

ρ : densidad del fluido, en este caso agua $\rho= 1000 \text{ kg/m}^3$.

g : aceleración de la gravedad $g=9.81 \text{ m/s}^2$.

H_n : Salto neto disponible en el emplazamiento en mca.

Q : caudal circulante en m^3/s .

El procedimiento en el cálculo para la obtención de la potencia horaria generada en cada emplazamiento ha sido el siguiente:

- Digitalización de las curvas de caudal y presiones y ajuste de una expresión matemática a las curvas obtenidas. Por cuestión de facilidad en este trabajo se ha optado por el ajuste de polinomios de primer grado entre cada punto consecutivo de las curvas a ajustar.
- Creación de una variable temporal con el fin de obtener los suficientes puntos de cada curva de forma que el resultado sea representativo y no omita espacios del día importantes, en este caso la variable temporal se ha fijado cada 15'.
- Obtención de la potencia generada para cada dato de tiempo y cálculo de la potencia anual mediante la extrapolación a todo un año de lo producido en un día.

Una vez realizados todos los cálculos se muestran a continuación las gráficas $P-t$ y H_n-t de cada punto.

4.3.1. LLENADO DEPÓSITO CABEZO BEAZA

Debido a la posible regulación de la presión por parte del EPA, existen dos posibles escenarios de producción, uno con regulación y otro sin ella.

SISTEMA SIN REGULACIÓN

En cuanto al del depósito de Cabezo Beaza para la situación sin regulación, para cada rango de caudal disponible se obtienen los siguientes aprovechamientos energéticos.

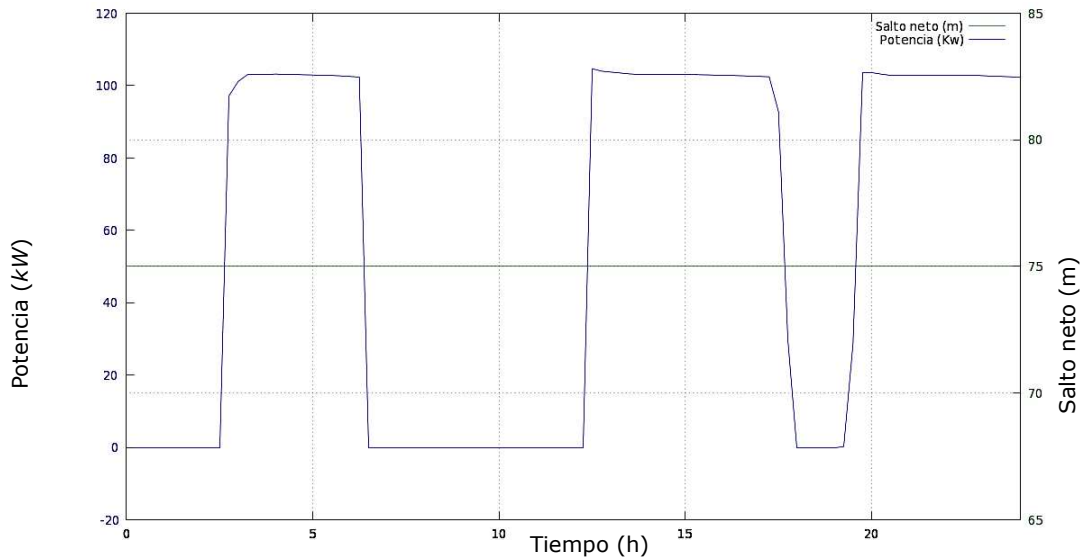


Figura 21: Distribución horaria de salto neto (verde) y potencia generada (azul) para el escenario sin regulación a la salida del depósito de Cabezo Beaza.

SISTEMA CON REGULACIÓN

La distribución de producción del depósito de Cabezo Beaza se muestra en la figura 8. En ella se muestran los intervalos de producción constante debido a que tanto el caudal como el salto de presiones disponible en este emplazamiento se mantienen constantes a lo largo de tres periodos de tiempo en un día, los cuales se corresponden con el tiempo durante el cual éste depósito sirve como fuente de abastecimiento del depósito situado a continuación en la red.

CAPITULO 4: ESTUDIO PRELIMINAR

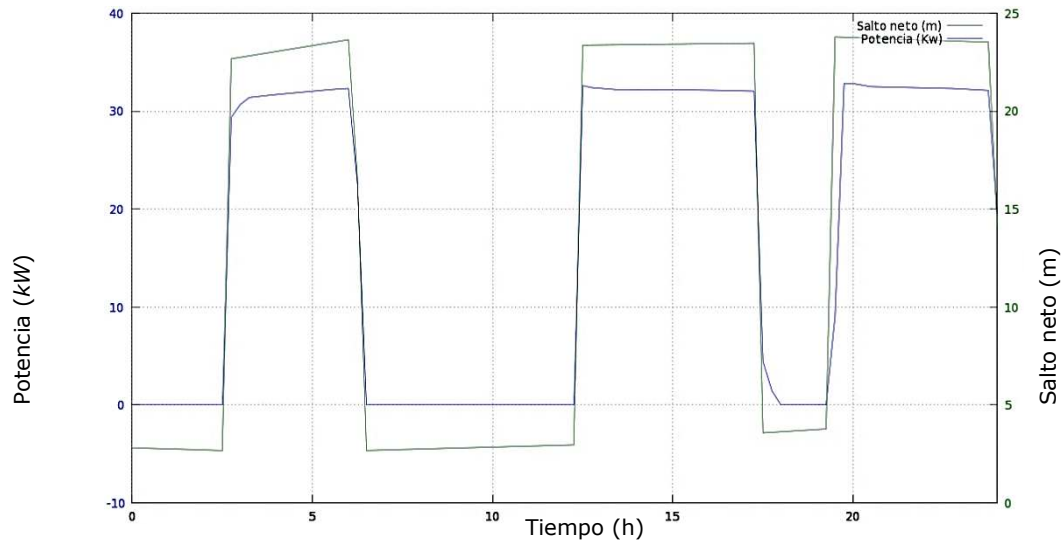


Figura 22: Distribución horaria de salto neto (verde) y potencia generada (azul) para un día medio a la salida del depósito de Cabezo Beaza.

4.3.2. PUNTO DE REGULACIÓN TORRECIEGA

La gráfica que describe la potencia generada a lo largo de un día se observa en la siguiente figura:

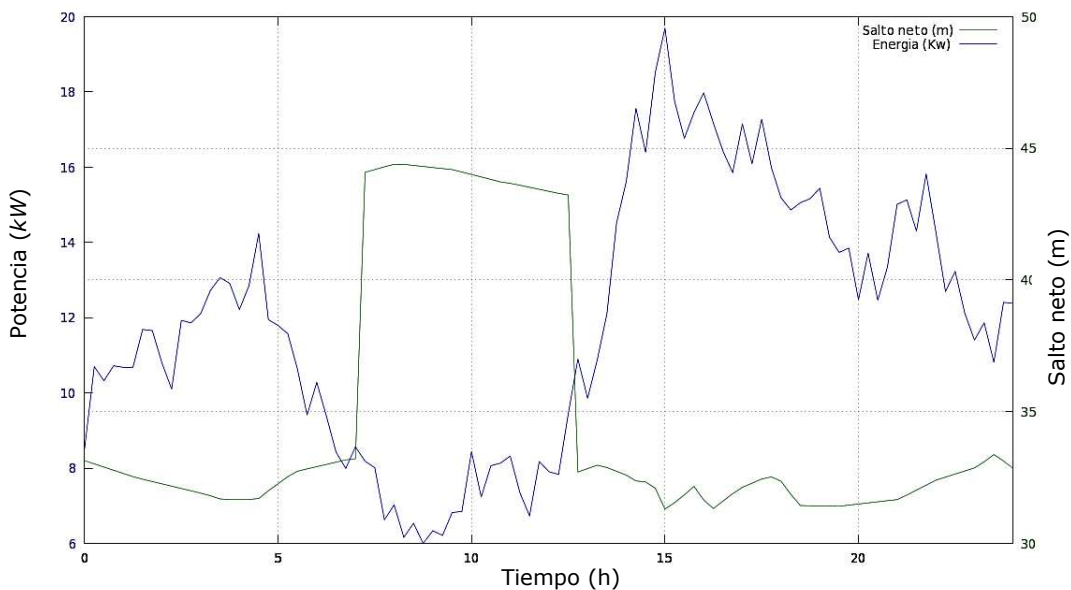


Figura 23: Distribución horaria de salto neto (verde) y potencia generada (azul) para un día medio a la salida del depósito de Torreciega.

En la figura anterior se observa como la distribución del potencia eléctrica producida se asemeja a la forma de la distribución de los caudales, es decir, se presentan tres intervalos de tiempo principales de producción, uno por la mañana (zona derecha), por la tarde (zona izquierda) y nocturna (centro).

4.3.3. SAN ANTON

A continuación se puede observar distribución de potencia que se genera en el emplazamiento de San Antón para el día de estudio.

En el caso de San Antón se observa como la producción se sitúa en torno a los 10 kW durante las horas del día y desciende a la mitad durante las horas de la noche.

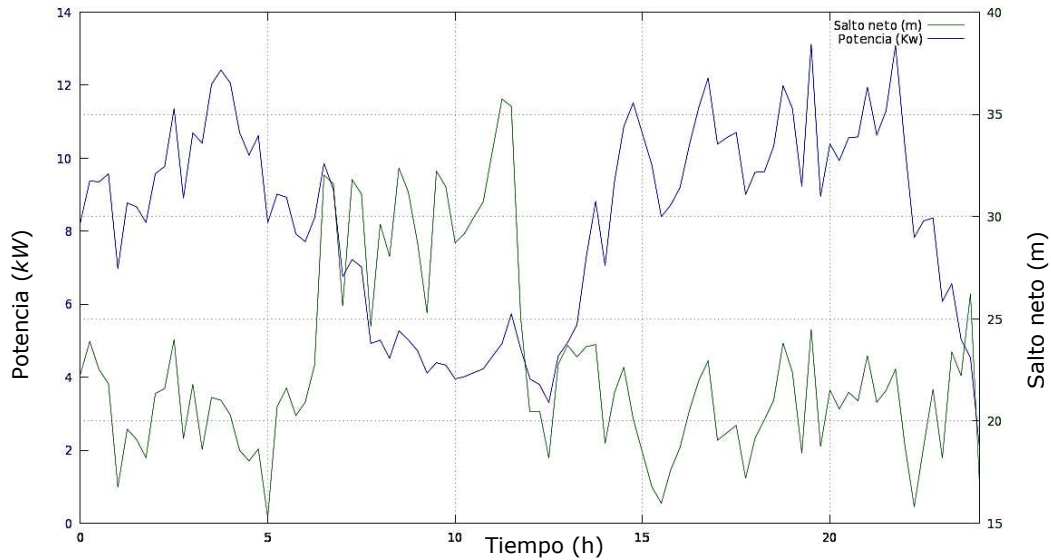


Figura 24: Distribución horaria de salto neto (verde) y potencia generada (azul) para un día medio a la salida del depósito de San Antón.

4.3.4. LA ALJORRA

Por último, la distribución en un día de la producción eléctrica máxima para el depósito de La Aljorra se observa en la siguiente figura.

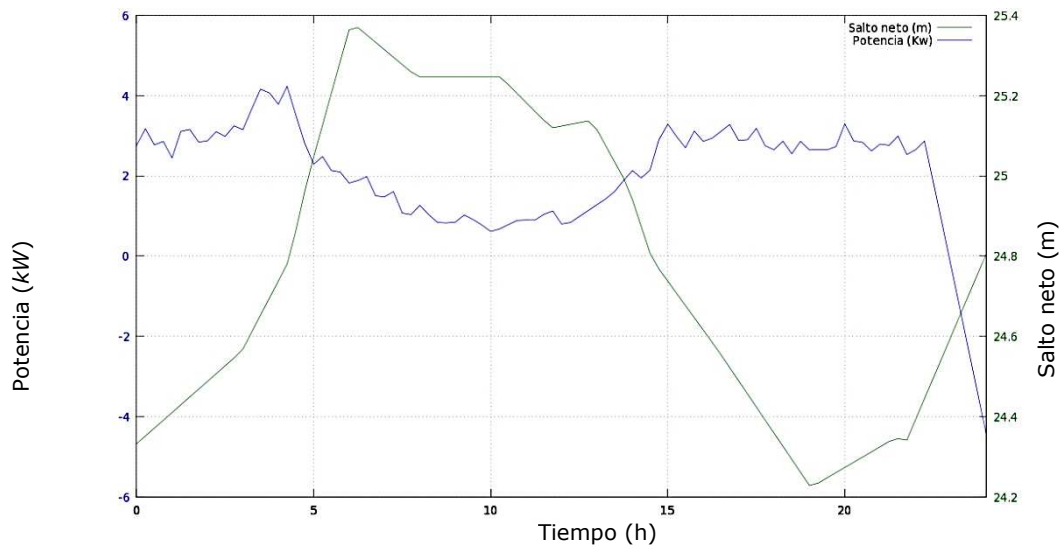


Figura 25: Distribución horaria de salto neto (verde) y potencia generada (azul) para un día medio a la salida del depósito de La Aljorra.

CAPITULO 4: ESTUDIO PRELIMINAR

En este depósito, se observa que la producción en la más baja de todos los estudiados, debido a que por él es por el que menos agua circula, dado que el salto de presiones disponible en este emplazamiento se encuentra dentro del orden de los saltos de presiones disponibles en los otros emplazamientos, el cual se sitúa en los 25 m.

4.3.5. RESUMEN DE RESULTADOS

A modo de resumen, a continuación se muestran los valores medios de caudal, salto disponible, potencia generada y energía total en los tres principales intervalos significativos del día, a saber, mañana, tarde y noche, de los emplazamientos que tienen distribución urbana de caudales.

Tabla 1: Valores medios de caudal, salto, potencia y energía en emplazamientos urbanos.

	Mañana				Tarde				Noche			
	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)
Torre ciega	0.045	32.83	14.44	173.28	0.035	32.42	11.05	77.35	0.017	43.48	7.38	36.9
San Antón	0.044	20.61	8.92	107.04	0.046	21.35	9.64	67.48	0.017	29.55	4.98	24.9
La Aljorra	0.008	24.59	1.96	13.52	0.012	24.77	2.84	19.88	0.003	25.23	0.97	4.85

A continuación se señalan los principales valores del emplazamiento de llenado del depósito de Cabezo Beaza para las situaciones con y sin regulación, para ambas, se presenta un punto de funcionamiento bien definido mediante un caudal y un salto disponible constantes.

Tabla 2: Datos medios del emplazamiento de Cabezo Beaza con regulación.

Periodo 1					Periodo 2					Periodo 3				
T (h)	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)	T (h)	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)	T (h)	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)
4	0.141	23.11	31.91	127.64	5.5	0.141	23.34	32.15	176.83	5	0.139	23.65	32.34	161.7

Tabla 3: Datos del aprovechamiento de Cabezo Beaza sin regulación

Periodo 1					Periodo 2					Periodo 3				
T (h)	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)	T (h)	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)	T (h)	Q (m ³ /s)	H _n (m)	P (kW)	E (kWh)
4	0.141	75	130	520	5.5	0.141	75	131	720	5	0.139	75	127	635

CAPITULO 4: ESTUDIO PRELIMINAR

Por último se presenta una estimación de la energía total diaria y anual que se generaría en cada emplazamiento. Ésta se ha obtenido como la suma de todas las energías cada 15 min, mientras que para el cálculo de la anual se ha obtenido extrapolando la producción diaria a 365 días. Hay que señalar que para este cálculo se ha fijado el rendimiento del aprovechamiento en un 60%, de esta forma se tiene el cuadro resumen siguiente con las energías producidas en cada actuación.

Tabla 4: Estimación de las potencias diarias y anuales en cada emplazamiento.

	E diaria (kWh)	E anual (kWh)
Torre ciega	172.5	6.36e4
San Antón	120	4.38e4
La Aljorra	29.2	1.09e4
Cabezo Beaza con regulación	253	9.24e4
Cabezo Beaza sin regulación	980	3.57e5

Para obtener el beneficio que se obtendría al utilizar esta energía producida para el autoconsumo del Ayuntamiento de Cartagena, se multiplica la energía anual producida por la tasa de venta a la red pública, la cual se sitúa para una pre-estimación en 10 c€/kWh.

El precio total de la producción varía en función de si el EPA regula la presión en el depósito de Cabezo Beaza, variando por tanto los rendimientos económicos de una situación a otra:

- Escenario con regulación de la Desaladora Escombreras:

Beneficio vertido de la energía= $(6.36e4+4.38e4+1.09e4+9.24e4) \times 0.1=$

21.030,00 €/año

- Escenario sin regulación de la Desaladora Escombreras:

Beneficio vertido de la energía= $(6.36e4+4.38e4+1.09e4+3.57e5) \times 0.1=$

47.530,00 €/año

4.4. PROPUESTA DE ACTUACIÓN

Las características propias de cada aprovechamiento hacen que las diferentes propuestas de actuación a considerar varíen en función de las características físicas de cada emplazamiento.

Dado que las características del aprovechamiento del sistema de llenado del depósito de Cabezo Beaza hacen referencia a un salto "ordinario", en cuanto a que se tiene una tubería en presión la cual descarga en un depósito a presión atmosférica, para este emplazamiento se propone la instalación de una turbina tipo CROSSFLOW, variando el tamaño de la misma dependiendo de si el sistema presenta o no regulación por parte del EPA.

Se ha escogido este tipo de solución frente a otras más convencionales tipo Francis, Kaplan o Pelton debido a que las turbinas de flujo cruzado están desarrolladas para un largo periodo de vida, de varias décadas, con un mantenimiento mínimo. Puede ser instalada y puesta en marcha incluso por personal sin grandes conocimientos técnicos de la materia.

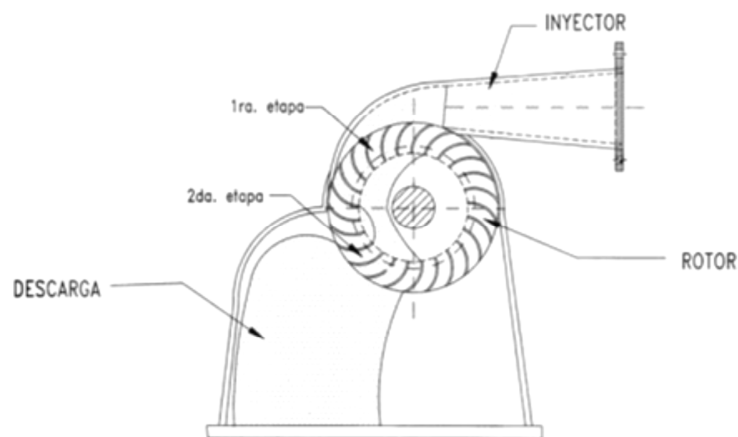


Figura 26: Esquema de una turbina de flujo cruzado.

En cuanto al resto de emplazamientos, se definen estos de forma general como una tubería en la cual una válvula introduce una pérdida de carga con el fin de obtener la presión aguas debajo de dicha válvula que permita el correcto funcionamiento de la red de abastecimiento.

Debido a estas características físicas y, teniendo en cuenta los caudales presentes así como las presiones de funcionamiento, la solución propuesta se basa en la colocación, en sustitución de la presente válvula, de bombas en línea funcionando como turbinas.

La utilización de este tipo de bombas permite minimizar la ocupación de espacio dentro de los diferentes pozos de registro, así como minimizar también la actuación sobre el sistema existente, esto se debe a que tanto la aspiración como la impulsión de este tipo de bombas siguen la misma dirección.



Figura 27: Bomba de flujo radial con la aspiración y expulsión en línea.

En este apartado se pretende obtener una aproximación del coste de las soluciones anteriormente propuestas con el fin de poder establecer la viabilidad económica de la realización de estas actuaciones en cuanto a la recuperación de la inversión requerida en su realización.

4.4.1. CABEZO BEAZA

Se señalan aquí los principales equipos que conformarían el aprovechamiento energético de Cabezo Beaza. Se señala que la existencia de regulación o su ausencia, únicamente afecta al tamaño de la turbina, el resto de equipos será el mismo para ambos escenarios, y que han sido extraídos de un estudio previo llevado a cabo por Hidrogea:

TURBINA CON ACCESORIOS

- Equipo Crossflow-turbina, G 3.006/6 I g
- Rango de revoluciones de 1.012 r.p.m. a 2.490 r.p.m.
- Tubería de entrada
- Tubería de salida integrada en la base del equipo
- Cierre de emergencia gravitatorio
- Sensores de velocidad (rpm) y posicionador de válvula de entrada
- Equipo hidráulico con cilindros y carga con aceite biodegradable.

GENERADOR ELÉCTRICO

- Generador asíncrono
- Potencia nominal de salida PN = 60 kW
- Rango de revoluciones de 1.012 r.p.m. a 2.490 r.p.m.
- frecuencia 50 Hz, tensión 400 V
- Protección IP 55, Enfriamiento IC 01, Categoría de aislamiento F/B
- Calefactor anti condensación
- Sensores de temperatura (5 x PT100)
- Anclajes para el generador

ACOPLAMIENTO ELÁSTICO

- Acoplamiento elástico entre la turbina y el generador
- Protección envolvente de partes rotatorias

VÁLVULA DE ENTRADA A LA TURBINA

- Apertura y cierre con actuador eléctrico.
- Diámetro nominal DN 250
- Presión nominal PN 10
- Junta de desmontaje
- Brida loca DN 250 PN 10
- Juntas y material de conexionado

ARMARIO DE CONTROL

- Tensión 400 V, 50 Hz, Trifásico
- Protección contra: bajo voltaje, sobretensión, frecuencia, sobreintensidad, potencia de retorno, corriente asimétrica
- Protección de generador contra: cortocircuito y sobretensión
- Cable de potencia entre el generador y el armario de control

LÍNEA ELÉCTRICA SUBTERRÁNEA

- 130 metros de línea eléctrica subterránea 3x50+1x25 mm² Cu XLPE (0,6 / 1 kV), bajo tubo corrugado flexible tipo urbanización Ø110 mm.

SISTEMA DE CONTROL

Se dispondrá de un armario de control de las siguientes características:

- Asegurará la operación de conexionado a la red eléctrica de Iberdrola
- Selector automático/manual

CAPITULO 4: ESTUDIO PRELIMINAR

- Batería de compensación de reactiva 39 kVAr/400V, regulación de $\cos \phi$ - 0,85 - 0,98
- SIMATIC en configuración I/O
- Pantalla táctil monocromática LCD 5,7'
- Disparo automático (asegurará la desconexión de SHPP en caso de identificación de fallo y su rearme después de fallo finalizado)
- Sistema de alimentación ininterrumpida (UPS)
- interface para control remoto y señalización (GSM modem)
- comunicación cable (Cu) entre la turbina y el sistema de control
- Sensor de presión 4-20 mA.
- Conexión con la estación de telemando del depósito

OBRA CIVIL

- En esta partida entrarían todas las partidas concernientes a la construcción de la caseta de alojamiento a la turbina y el equipo electromecánico.

4.4.2. PUNTOS DE REGULACIÓN URBANOS

Se abordan aquí las actuaciones necesarias para la instalación de una bomba en como turbina en sustitución de las diferentes válvulas reguladoras de presión en cada uno de los emplazamientos de Torreciega, La Aljorra y San Antón. En la figura 13 se muestra un esquema con los principales elementos de un aprovechamiento con una bomba en línea funcionando como turbina.

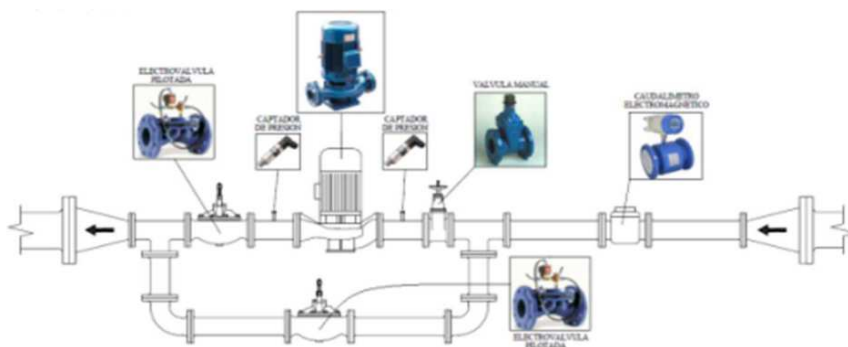


Figura 28: Esquema de un aprovechamiento con una bomba en línea como turbina.

BOMBA CON GENERADOR ELECTRICO ACOPLADO

- Bomba como turbina, equipo ETALINE KSB
- Rango de revoluciones de 1.000 r.p.m. a 3000 r.p.m.
- Reducción tubería entrada
- Expansión tubería salida
- Cierre de emergencia gravitatorio

CAPITULO 4: ESTUDIO PRELIMINAR

- Caudalímetro
- By pass auxiliar para mantenimiento y fallo del equipo principal
- Sensores de velocidad (rpm) y posicionador de válvula de entrada
- Generador asíncrono
- Potencia nominal de salida PN = 30 kW
- frecuencia 50 Hz, tensión 400 V

VÁLVULAS AUXILIARES PARA MANTENIMIENTO DE LA TURBINA

- Apertura y cierre con actuador eléctrico.
- Diámetro nominal DN 400
- Presión nominal PN 10
- Junta de desmontaje
- Brida loca DN 250 PN 10
- Juntas y material de conexionado

ARMARIO DE CONTROL

- Tensión 400 V, 50 Hz, Trifásico
- Protección contra: bajo voltaje, sobretensión, frecuencia, sobreintensidad, potencia de retorno, corriente asimétrica
- Protección de generador contra: cortocircuito y sobretensión
- Cable de potencia entre la bomba y el armario de control

LÍNEA ELÉCTRICA SUBTERRÁNEA

- 50 metros de línea eléctrica subterránea 3x50+1x25 mm² Cu XLPE (0,6 / 1 kV), bajo tubo corrugado flexible tipo urbanización Ø110 mm.

SISTEMA DE CONTROL

Se dispondrá de un armario de control de las siguientes características:

- Selector automático/manual
- Batería de compensación de reactiva 39 kVAr/400V, regulación de $\cos \varphi$ – 0,85 – 0,98
- SIMATIC en configuración I/O
- Sistema de alimentación ininterrumpida (UPS)
- interface para control remoto y señalización (GSM modem)
- comunicación cable (Cu) entre la bomba y el sistema de control
- Sensor de presión 4-20 mA.

5. ESTUDIO TÉCNICO

5.1. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO TÉCNICO

En los capítulos anteriores se ha descrito el tipo de instalaciones que de las que se trata en este proyecto, las cuales se corresponde con el diseño de minicentrales hidroeléctricas en un sistema de conducción de agua potable, que tal y como se ha descrito en el apartado 2.1.4, se presentan en este trabajo dos tipos de instalaciones, a saber:

- *Emplazamientos aguas arriba de depósitos.*
- *Emplazamientos aguas arriba de una zona de consumo.*

De todas ellas, sólo una de ellas es el tipo "emplazamiento aguas arriba de un deposito", más concretamente la instalación de Cabezo Beaza; el resto de putos de regulación de la presión, Torreciega, San Antón y La Aljorra, es del tipo de "emplazamientos aguas arriba de una zona de consumo".

Una vez que han quedado definidos los tipos de instalaciones que se van a tratar en este proyecto, se procede a la justificación del estudio técnico que se va a realizar en este capítulo.

Como se ha anticipado en el apartado 4.4 del presente trabajo, cada tipo de instalación conlleva un tipo de máquina hidráulica, por ello, en el presente estudio se realizará el diseño de la máquina hidráulica adecuada para cada tipo de instalación.

En el caso del emplazamiento de Cabezo Beaza se realizará el diseño de la turbina de flujo cruzado, quedando ésta totalmente definida en cuando a tamaño, nº alabes, dimensiones de la tubería de entrada, etc.

Para el resto de emplazamientos, se definirá la bomba que optimiza la potencia generada por ésta cuando funciona como una turbina. Para ello se obtendrán las curvas características de las bombas funcionando como turbinas a partir de las curvas características de las bombas proporcionados por el fabricante.

Por último, una vez obtenidas todas las curvas de instalaciones y máquinas hidráulicas, se obtendrán las potencias generadas con mayor exactitud que las que han mostrado en el capítulo anterior.

5.2. EMPLAZAMIENTOS AGUAS ARRIBA DE UN DEPÓSITO

Inicialmente en este apartado se va a realizar una breve descripción de una turbina de flujo cruzado, se definirán sus principales características así como sus rangos típicos de funcionamiento, por último se expondrán sus ventajas con respecto a otro tipo de turbinas como pueden ser las turbinas tipo Francis, Kaplan o Pelton.

Finalmente se obtendrán, para el rango de caudales circulantes en esta instalación, las potencias que se generarían con la turbina que se ha diseñado.

5.2.1. TEORIA DE LA TURBINA DE FLUJO CRUZADO

INTRODUCCIÓN

La turbina de flujo transversal o cruzado o, Michell-Banki en honor a su inventor, es una máquina utilizada principalmente para pequeños aprovechamientos hidroeléctricos. En la siguiente figura se muestran los rangos de utilización de las principales turbinas en cuanto a su salto neto (H_n) y su caudal circulante (Q), en ella se han señalado a posteriori la zona de utilización de las turbinas de flujo cruzado

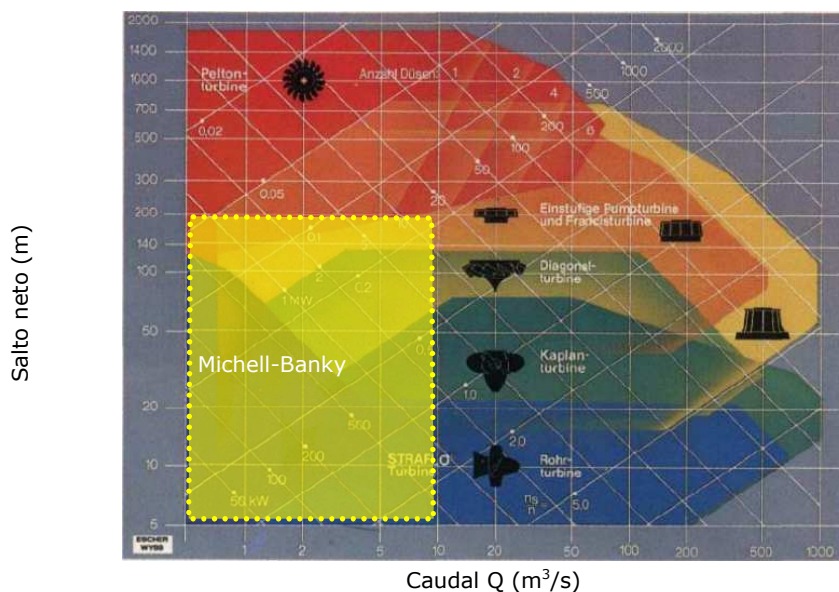


Figura 29: Rangos de utilización de la turbina Michell-Banki en comparación con otros tipos de turbina (fuente, Escher Wyss, catálogo).

Sus principales ventajas radican en su sencillo diseño, lo que provoca una fácil construcción y un bajo mantenimiento; todo esto es lo que la hace atractiva desde el punto de vista económico para su implantación en pequeños aprovechamientos.

No obstante esto no impide que la turbina se utilice en grandes instalaciones. Aunque la turbina de flujo transversal se conoce como una máquina de pequeña escala, existen actualmente máquinas de este tipo de hasta 6 MW.



Figura 30: Ejemplos de instalación de turbinas de flujo cruzado en Europa, fuente CINK HIDRO ENERGY.

Las principales características de esta máquina son las siguientes:

- Rendimiento máximo menor que en otras, pero la curva de rendimiento más plana.
- La admisión y el rodete suele estar dividido en dos compartimentos con relaciones (1/3, 2/3) con el fin de ampliar el rango de caudal y mejorar los rendimientos.
- Se puede regular el caudal y la potencia por medio de un álabe ajustable.
- Mantenimiento reducido, puesto que el flujo a través de ella provoca una autolimpieza de los álabes.

ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO

La turbina consta de dos elementos principales: un inyector y un rotor. El agua es restituida mediante una descarga a presión atmosférica al igual que en las turbinas tipo Pelton, este es uno de los motivos por los cuales se ha escogido este tipo de turbina para su implantación en aguas arriba en un depósito. El rotor está compuesto por dos discos paralelos a los cuales van unidos los álabes curvados en forma de sector circular.

El inyector posee una sección transversal rectangular que va unida a la tubería por una transición rectangular. Este inyector es el que dirige el agua hacia el rotor a través de una sección que toma una determinada cantidad de álabes del mismo, y que guía el agua para que entre al rotor con un ángulo determinado obteniendo el mayor aprovechamiento de la energía.

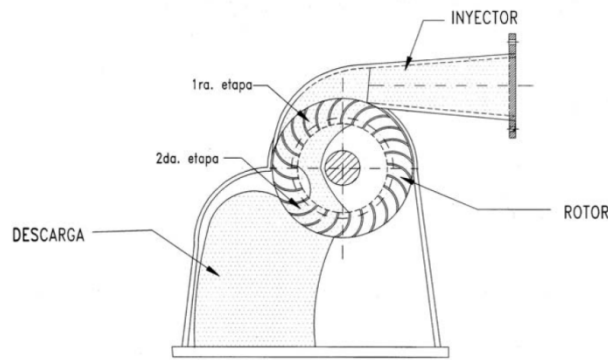


Figura 31: Esquema básico de una turbina de flujo cruzado.

La energía del agua es transferida al rotor en dos etapas, lo que también da a esta máquina el nombre de turbina de doble efecto, y de las cuales la primera etapa se asemejaría a una turbina de reacción, entregando un promedio del 70% de la energía total transferida al rotor y la segunda, la cual se produce a presión atmosférica y por lo tanto sería una turbina de acción, se proporcionaría al rotor el 30% restante.

Una característica atractiva de esta máquina es la forma aplanada de su curva de rendimiento. Esto se logra con un diseño de la turbina con admisión parcial. Por ejemplo: si se divide el rotor en 3 partes iguales y la admisión del agua se puede realizar por 1/3, 2/3 o la totalidad del rodete.

Esta clase de admisión permite obtener una curva de rendimiento como la de la Figura 4 en la cual se observa la comparación con la curva de rendimiento de una turbina tipo Francis.

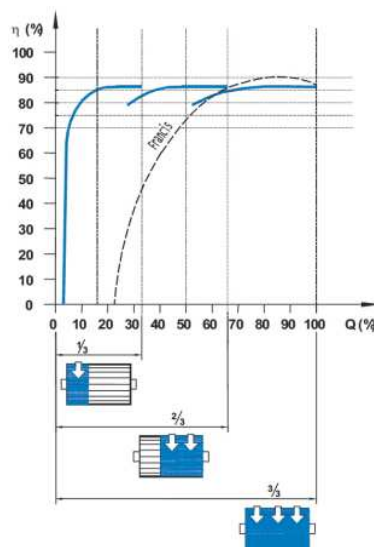


Figura 32: Rendimiento hidráulico de una turbina de flujo cruzado de dos cámaras.

5.2.2. PREDIMENSIONADO DE LA TURBINA

En este punto se va a proceder al dimensionamiento de la turbina de flujo cruzado para la instalación de Cabezo Beaza en la situación más desfavorable, la cual se corresponde con un caudal $Q = 0.14 \text{ m}^3/\text{s}$ y un salto neto $H_n = 75\text{m}$.

Es esquema a seguir en el dimensionamiento se muestra en el ANEXO 1: DIMENSIONAMIENTO DE LA TURBINA MICHELL BANKI, inicialmente se estimará un diámetro y una velocidad de giro para la turbina, a continuación se fijará el nº de alabes de rotor, así como sus principales dimensiones, por último se obtendrá la geometría optima del inyector.

Se muestra aquí un resumen de los principales parámetros que definen la geometría de la turbina hidráulica.

Tabla 5: Principales parámetros que definen la turbina MICHELL BANKI

PARAMETROS DE DISEÑO			
CAUDAL (m^3/s)	Q	0.139	
SALTO NETO (m)	H_n	75	
POTENCIA DISEÑO (kW)	P	127	
CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS			
DIÁMETRO DEL ROTOR (m)	D	$0.2 < D < 0.5$	0.3
VELOCIDAD DE GIRO	N_s	$N_s = 40.62 * k_c * \frac{\sqrt{H_n}}{D}$	1150
Nº ALABES DEL ROTOR	Z	YOKOHAMA, 1985, JAPON	26
ANCHO DEL ROTOR (m)	B	$B = 0.259 \frac{Q}{k_c * D * X_z * \sqrt{H_n}}$	0.65

5.2.3. PRODUCCIÓN DE LA TURBINA DE FLUJO CRUZADO

Llegados a este punto, se tiene definida la turbina de flujo cruzado a disponer en el emplazamiento de Cabezo Beaza, el siguiente paso es la obtención de la producción instantánea de energía según los datos de caudales y salto disponible en la instalación.

El proceso será análogo al realizado en el capítulo 4, solo que en este caso, en lugar de suponer una rendimiento total de la turbina como se supuso en aquél, se tendrá en cuenta la figura 32, en la que se muestra la curva de rendimiento hidráulico de la turbina de flujo cruzado en función del porcentaje de caudal circulante.

El resto de rendimiento se han estimado de la siguiente forma, el rendimiento del mecánico se ha fijado en $\eta_m = 0.95$ y el rendimiento eléctrico $\eta_e = 0.98$. De forma

que la potencia total generada se puede expresar en función de cada uno de los rendimientos, del salto neto y del caudal circulante según la expresión:

$$P(\eta, H_n, Q) = g * \rho * H_n * Q(t) * \eta_h(\%Q) * \eta_m * \eta_e \quad 5.1$$

El procedimiento de cálculo es similar al empleado en el cálculo de la energía en el capítulo anterior. A continuación se muestra la gráfica de potencia producida en un día para la situación en la que el Ente Público del Agua ejerce una cierta regulación de la presión en la conducción aguas arriba del depósito de regulación con el objetivo de limitar las fugas que se pueden producir en la conducción.

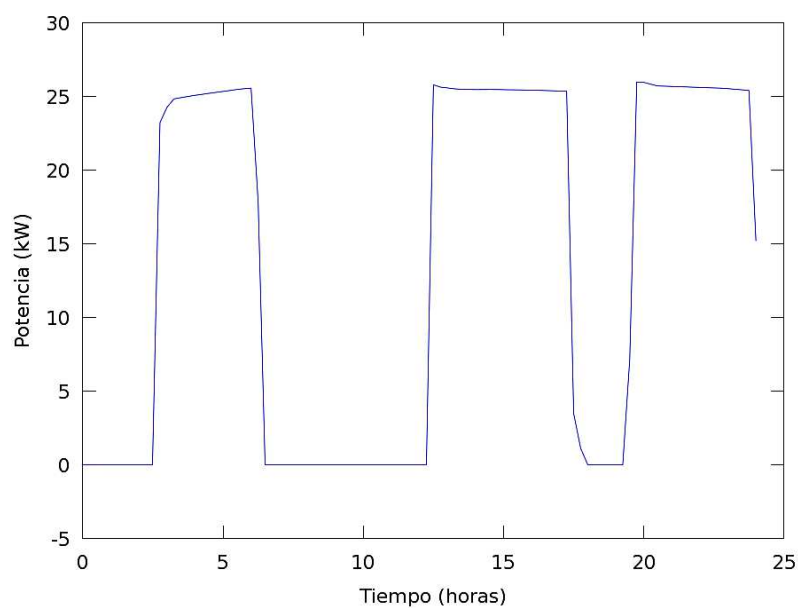


Figura 33: Distribución de potencia diaria generada en la instalación de CABEZO BEAZA con la turbina Michell Banky dimensionada.

Una vez se conoce la potencia generada en un día, por extrapolación al resto del año e integrando la curva así generada se obtiene la energía total anual que se generaría en este punto de regulación de la presión de la red de abastecimiento de Cartagena, de esta forma que se tiene que anualmente esta turbina generaría:

$$E_{\text{anual}} = 1.22 * 10^5 \text{ kW} = 122 \text{ MW}$$

Como se observa, la potencia generada es superior a la estimada en el capítulo anterior, dado que el rendimiento ha aumentado de 60% supuesto, hasta situarse mediante un estudio más detallado en un 79%.

5.3. EMPLAZAMIENTOS AGUAS ARRIBA DE UNA ZONA DE CONSUMO

Al igual que en el apartado anterior, se realizará una breve exposición teórica sobre el estado del estudio del arte sobre la utilización de una bomba en modo turbina.

Posteriormente se expondrá un método para la obtención de las curvas de funcionamiento de una bomba como turbina a partir de la bibliografía existente.

Una vez establecido el método de obtención de curvas se aplicará a cada uno de los tres puntos de regulación de la presión, con el objetivo de obtener la bomba que, funcionando como turbina, optimiza la potencia generada en la instalación. Las bombas que se van a estudiar en este proyecto son las denominadas bombas en línea (*ETALINE*) del fabricante de bombas *KSB*.

Finalmente, una vez se tengan las curvas características de las instalaciones y de las turbinas, se podrá obtener la potencia que se genera con las bombas funcionando en modo turbina en los emplazamientos estudiados.

5.3.1. INTRODUCCIÓN A LAS BOMBAS COMO TURBINAS

Las bombas con sentido de rotación inverso, bombas como turbinas (*PAT, pump as turbine*), están siendo utilizadas como turbinas en aplicaciones industriales, y más recientemente en centrales de minicentrales hidráulicas para sitios aislados o, en algunos casos, conectadas a la red, sobre todo en países desarrollados.

Las bombas estándar, cuando son utilizadas con sentido de rotación inverso para funcionar como turbina, presentan una serie de ventajas respecto a las turbinas convencionales, la principal ventaja es la económica, puesto que al ser producidas en serie, presentan unos costes unitarios muy inferiores a las turbinas diseñadas específicamente para un determinado emplazamiento. Otras de las ventajas de las *PAT* frente a las turbinas convencionales se exponen a continuación:

- Las bombas con motor integrado pueden funcionar como un equipo de turbina y generador.
- Disponibilidad de una amplia gama de caudales y presiones.
- Debido a su producción en serie, la elección de una *PAT* no se reduce a un único equipo, sino que existe una gran diversidad de bombas que cumplen con la misma función usadas como turbinas.

Por otro lado, la simplicidad de las PAT implica que existen ciertas limitaciones cuando se comparan con una turbina. La principal limitación es que el rango de caudales que en el cual puede operar una bomba usada como turbina en particular, es mucho menor que para una turbina convencional.

Las bombas centrífugas estándar, dado que se fabrican en una gran cantidad de tamaños para poder cubrir así una amplia gama de presiones y caudales, cuando se emplean correctamente, pueden utilizarse sobre el mismo rango de funcionamiento que normalmente cubren las turbinas Pelton, las turbinas Michell Banky o turbinas de flujo cruzado y las turbinas Francis de pequeñas instalaciones. Sin embargo, para saltos grandes o aplicaciones de caudales pequeños, las turbinas Pelton presentan un mayor rendimiento que las PAT para un coste similar.

La siguiente figura muestra el rango de funcionamiento de varios tipos de turbinas en comparación con el rango de funcionamiento de las PAT.

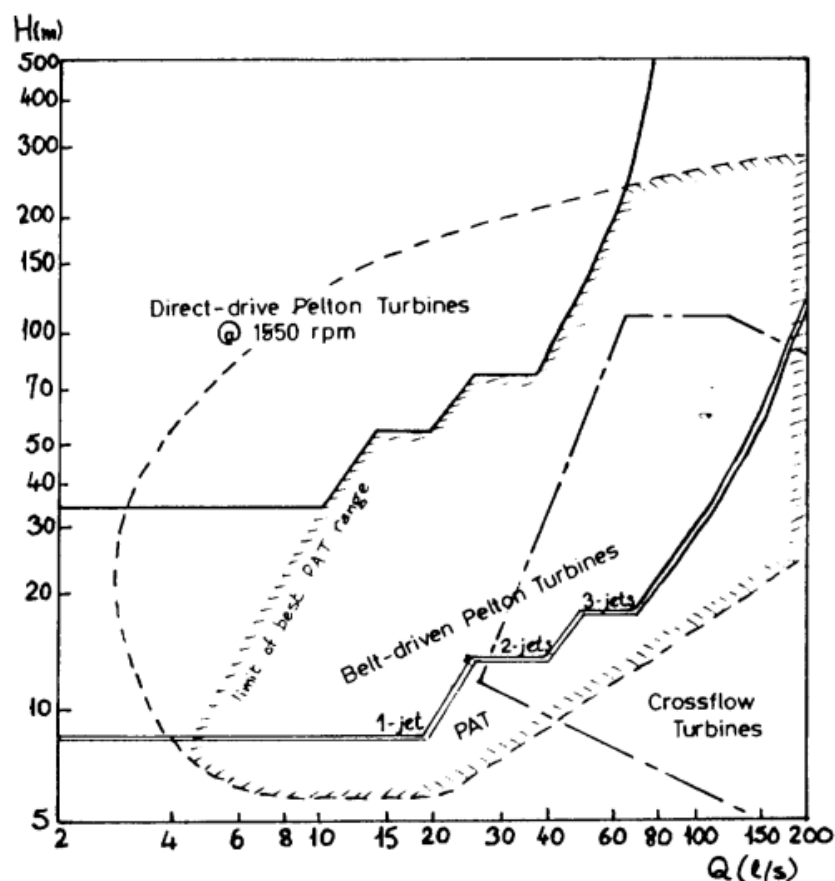


Figura 34: Rangos de funcionamiento de algunos tipos de turbinas convencionales y de las PAT, fuente "PUMP AS TURBINES" Arthur Williams, 1997.

5.3.2. DIFERENCIAS ENTRE UNA BOMBA Y UNA TURBINA

A continuación se presentan las principales diferencias entre una Bomba y una Turbina, tanto en su teoría básica de funcionamiento como en su geometría, operación y coste.

La teoría hidrodinámica se puede aplicar tanto a una bomba como a una turbina; sin embargo, el modo en el que se trata el fluido en cuanto a la fricción y la turbulencia dentro de la máquina es diferente para el caso de una bomba y una turbina.

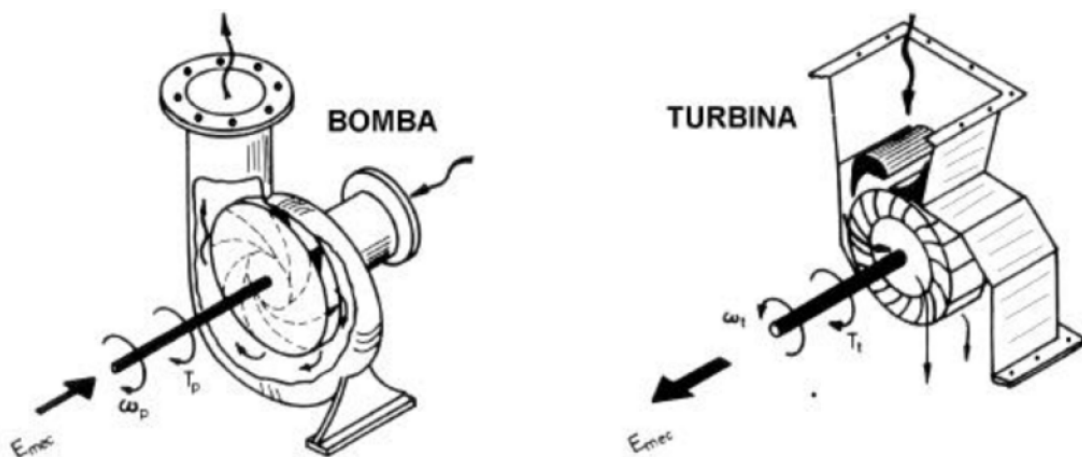


Figura 35: Sentido del flujo a través de una bomba y de una turbina.

La siguiente tabla muestra las principales diferencias, en cuanto al flujo de energía a través de la máquina, en cuanto a las presiones en la máquina en función del caudal circulante por la misma y, por último, respecto al sentido de rotación de una y otra máquina.

Tabla 6: Principales diferencias entre una bomba y una turbina.

	TURBINA	BOMBA
ENERGÍA	<ul style="list-style-type: none"> -El fluido entra por sí solo bajo presión. -La salida de la energía es mecánica a través del eje de la máquina. 	<ul style="list-style-type: none"> -La entrada de energía es mecánica a través del giro de la máquina. -La salida de la energía es hidráulica, debido a la presión que se le proporciona al fluido.
PRESIÓN	La altura neta de la turbina decrece (por fricción), proporcionalmente al caudal	La altura dinámica total a ser generada por la bomba se incrementa con el incremento del caudal.
ROTACIÓN	El rotor de la turbina gira en sentido opuesto al impulsor de la bomba	

Respecto a las condiciones de operación, las bombas operan en un rango de funcionamiento constante, por lo que están diseñadas según un *Punto de Funcionamiento Óptimo*. Esto implica que no requieren de un dispositivo de regulación del caudal o de la altura; por otro lado, una turbina, operará bajo condiciones variables de caudal y presión, esto requiere que estas máquinas presenten sistemas de regulación, como puede ser la regulación por medio del ángulos de los álabes en la entrada a la máquina o la regulación mediante la variación de la velocidad de giro.

Atendiendo al diseño hidrodinámico de la máquina, en una bomba, la energía cinética del rotor se transforma en energía potencial del fluido a lo largo de la cámara espiral de la bomba, esto que el fluido pierda velocidad debido al rozamiento; en cambio, en una turbina, el fluido se acelera, siendo más propenso a perder energía por fricción, lo que implica que las el tamaño del rotor debe ser menor para asegurar la mayor eficiencia.

La ultima diferencia que se va a atender en este apartado, hace referencia a la curva de funcionamiento. La curva característica altura vs. caudal de una bomba es una función decreciente, normalmente, presenta varias combinaciones de altura/caudal para un determinado rendimiento; por el contrario, la curva característica de un PAT, tiene una tendencia creciente, esta curva se puede desplazar en el eje de ordenadas al variar la velocidad de giro, las figuras siguientes muestran las curvas de una bomba y una PAT, respectivamente.

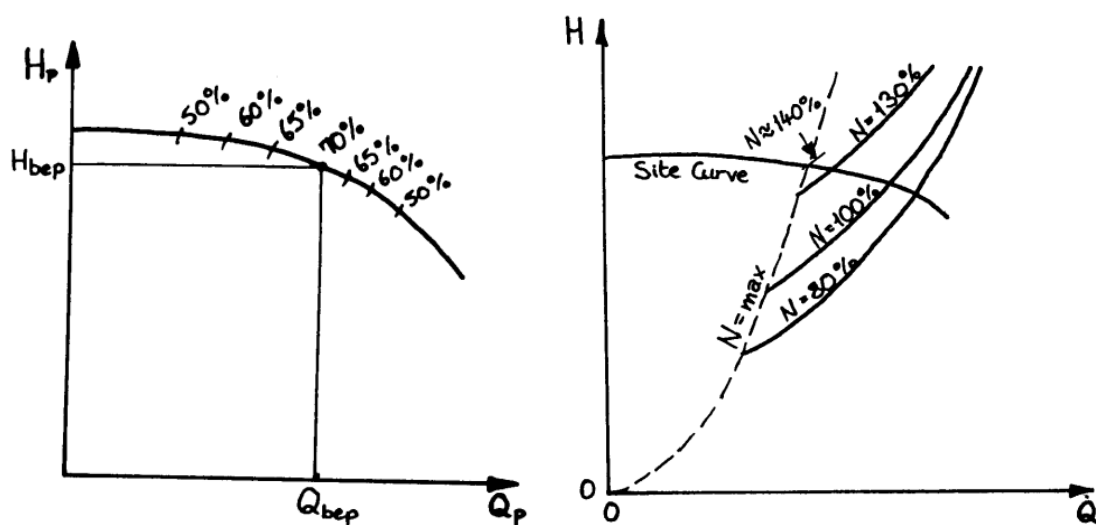


Figura 36: Curva característica H-Q de una bomba con su punto de máxima eficiencia (izquierda); curva característica H-Q de una PAT para diferentes velocidades de giro (derecha).

5.3.3. SELECCIÓN DE UNA PAT

INTRODUCCIÓN

En principio la selección de una PAT debería ser tan fácil y sencilla como la selección de una bomba convencional. Para ello basta la bomba adecuada a los requerimientos de la instalación a partir de las curvas de funcionamiento $H-Q$ con diferentes rendimientos, dichas curvas son proporcionadas por los fabricantes de los equipos.

Desafortunadamente, en el caso de las PAT esto no es posible, dado que no se cuenta con información suficiente respecto al rendimiento de las bombas funcionando en el modo de turbina, y la poca que existe resulta insuficiente.

En los últimos años se han publicado diversos métodos de aproximación para predecir el rendimiento del modo turbina de una bomba centrífuga; dichos métodos se basan en datos empíricos o bien, en conceptos teóricos para predecir el funcionamiento de las PAT.

Con el objetivo de predecir el funcionamiento de las PAT, los principales métodos de la bibliografía se basan en:

- Considerar la geometría de la máquina.
- Considerar el funcionamiento como bomba.
- Consideraciones basadas en ambos métodos.

Dado que resulta difícil que los usuarios de una PAT tengan acceso a los detalles geométricos de un rango de máquinas, los datos disponibles más reales son los obtenidos a partir del funcionamiento como bomba. En este proyecto se va a utilizar el catálogo comercial de bombas en línea del fabricante de bombas KSB.

A pesar de las posibles incertidumbres que los diversos métodos matemáticos para predecir el rendimiento de las PAT, los cuales pueden llegar hasta el 20%, el método matemático que se va a utilizar en este trabajo para predecir el comportamiento de las PATs ha sido desarrollado por Orlando A. Audisio, miembro del departamento de mecánica aplicada, Facultad de Ingeniería UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE, el cual se aplica detalladamente a continuación.

METODO DE CÁLCULO

El modelo matemático propuesto por Orlando A. Audisio, fue desarrollado por regresión, a partir de datos experimentales obtenidos de 41 bombas funcionando como turbinas. A continuación se van a detallar todas las etapas de dicho método para predecir el funcionamiento de las PATs en los emplazamientos de Torreciega, San Antón y La Aljorra.

En un primer paso, de las series temporales de datos que se tienen de cada instalación, se van a obtener los puntos de caudal y altura medios, los cuales servirán para definir el punto óptimo de la instalación. Se ha probado también con otros estadísticos: el percentil P_{75} y el percentil P_{25} , los cuales aumentaban y disminuían el caudal y el salto neto respectivamente; el motivo de su rechazo como puntos de partida se debe a que en el caso del P_{75} , tras finalizar el método y obtener la producción energética anual, ésta era inferior a la obtenida con la media y el P_{25} . Por otro lado, la obtención de la PAT a partir del P_{25} , si bien tiene la principal ventaja de presentar la mayor producción, ésta es una producción ficticia, puesto que obtiene rendimientos de la máquina superiores al 100%. Finalmente la media de saltos y caudales, no presentaba ninguno de los problemas mencionados, por lo que resulta un buen estadístico con el que aplicar el método fiablemente. La siguiente tabla muestra los valores medios de altura y caudales disponibles en cada una de las instalaciones

Tabla 7: Caudales y saltos netos medios en las instalaciones.

VARIABLE	Torreciega	San Antón	La Aljorra
$Q_{inst} (m^3/h)$	130.72	141.59	30.1
$H_{inst} (m)$	34.89	22.712	24.77

La siguiente esta etapa del proceso de cálculo tiene el objetivo de obtener el punto de máximo rendimiento de una bomba funcionando como turbina. Para ello se parte de los puntos de máximo rendimiento de las bombas de un catálogo comercial y se hace coincidir el punto de máximo rendimiento de la instalación definido en el paso anterior, con el punto de máximo rendimiento de la bomba funcionando como turbina, el cual queda definido por las ecuaciones 5.2. A modo de orientación, para la selección de la bomba que será usada como turbina, se tiene la conclusión del texto de Orlando A. Audisio: *“Una BUTU requiere una Altura Neta que este comprendida entre un 30% y 150% mayor que para el modo bomba a fin de que la turbina pueda operar en el PME. En otras palabras, para un sitio dado (condiciones*

de caudal-altura) se deberá seleccionar una bomba más pequeña, en el modo turbina, que para las mismas condiciones, en el modo bomba". Las ecuaciones que adecúan el punto de máximo rendimiento de la bomba al modo turbina son:

$$\Omega_{Bomba} = \frac{\omega_{Bomba} \sqrt{Q_{Bomba}(\frac{l}{s})}}{gH_{Bomba}^{3/4}} \quad 5.2a$$

$$H_{PAT*} = 1.21 \times H_{Bomba} \times \eta_{Bomba}^{-0.8} \times [1 + (0.6 + \ln \Omega_{Bomba})^2]^{0.3} \quad 5.2b$$

$$Q_{PAT*} = 1.21 \times Q_{Bomba} \times \eta_{Bomba}^{-0.25} \quad 5.2c$$

Por último, se obtienen el rendimiento máximo como turbina, η_* y la potencia generada en el punto de máxima eficiencia P_* , la cual se empleará en las ecuaciones posteriores.

$$\eta_{PAT*} = 0.95 \times \eta_P^{0.7} \times [1 + (0.5 + \ln \Omega_P)^2]^{-0.25} \quad 5.3a$$

$$P_{PAT*} = 9.81 \times 1000 \times \eta_{PAT*} \times H_{PAT*} \times Q_{PAT*} \quad 5.3b$$

En la siguiente tabla se muestran todos los valores de máximos puntos de eficiencia hasta ahora calculados:

Tabla 8: Puntos de máxima eficiencia de las PAT de cada instalación.

VARIABLE	Q_{inst} (m^3/h)	H_{inst} (m)	Q_{bomba} (m^3/h)	H_{bomba} (m)	η_{bomba} (%)	Q_{PAT*} (m^3/h)	H_{PAT*} (m)	η_{PAT*} (%)	P_{PAT*} (kW)	Ω_{PAT*} (rpm)
Torre ciega	130.72	34.89	100	20	75	130.5	35.55	65.6	8.41	1450
San Antón	141.59	22.712	110	15	73	141.55	22.57	69.9	6.91	1450
La Aljorra	30.1	24.77	25	12	65	31.36	25.48	59.8	1.30	1450

Las bombas que han resultado elegidas de todo el catálogo de bombas han sido:

- Torre ciega: *Etaline 100-100-250*; $n = 1450 \text{ rpm}$; $\phi 252$.
- San Antón: *Etaline 100-100-250*; $n = 1450 \text{ rpm}$; $\phi 235$.
- La Aljorra: *Etaline 80-80-200*; $n = 1450 \text{ rpm}$; $\phi 188$.

5.3.4. GARANTIZAR LAS CONDICIONES DEL SITIO: VELOCIDAD DE GIRO

Una vez que se ha obtenido la bomba que funcionando como turbina coincide en su punto de máximo rendimiento con la instalación, se está en disposición de aplicar el modelo matemático propuesto por Orlando A. Audisio, pudiendo así definir por completo el funcionamiento de la PAT en la instalación que se esté estudiando:

$$H_T = A_H(-Q_T^2) + B_H(-Q_T)\omega_T + C_H\omega_T^2 \quad 5.4$$

En la ecuación anterior Q_T, H_T representa el valor instantáneo de caudal y salto neto en la instalación, de forma que se puede obtener la velocidad de giro ω_T a la que se debe hacer girar la PAT para que satisfaga las condiciones de salto neto y caudal de cada instalación.

En el modelo antes mencionado, A_H, B_H, C_H , son los coeficientes que permiten definir la curva $H_T(Q_T, \omega_T)$, estos valores se calculan en las ecuaciones 5.5 a partir de los datos del punto de máxima eficiencia de la PAT definido en el paso previo del método.

$$A_H = \frac{E_{2T} H_{PAT*}}{2 Q_{PAT*}} \quad 5.5a$$

$$B_H = (E_T - E_{2T}) \frac{H_{PAT*}}{Q_{PAT*} \times \omega_{PAT*}} \quad 5.5b$$

$$C_H = (1 - E_T + \frac{E_{2T}}{2}) \frac{H_{PAT*}}{\omega_{PAT*}^2} \quad 5.5c$$

En las ecuaciones anteriores se han presentado también los coeficientes E_T y E_{2T} , los cuales representan la pendiente y la curvatura de la curva característica H_T vs. Q_T en el punto de máximo rendimiento de la máquina como turbina.

$$E_T = 0.6 \times 1.2 \sqrt{\Omega_p} \quad 5.7a$$

$$E_{2T} = 0.76 \times 2.1 \sqrt{\Omega_p} \quad 5.7b$$

La siguiente tabla muestra los valores de los coeficientes obtenidos para cada una de las instalaciones que se tratan en este estudio.

Tabla 9: Coeficientes que definen el funcionamiento de la curva $H_T(Q_T, \omega_T)$.

Coef.	TORRECIEGA	SAN ANTÓN	LA ALJORRA
A_H	882.48	613.69	2208.1
B_H	-0.40729	-0.29072	-1.0042
C_H	1.2177e-5	8.3386e-6	8.2259e-6
E_T	1.1735	1.2782	1.1235
E_{2T}	1.7636	1.9468	1.6762

Como se ha descrito al inicio de este apartado, mediante el modelo matemático definido por las ecuaciones 5.4a, y conociendo las condiciones de caudal y presión relativa antes y después de la PAT, es posible obtener la velocidad de giro a la cual deberá girar la máquina con el fin de trasegar el caudal requerido y de producir la pérdida de carga necesaria para el correcto funcionamiento de la red aguas debajo de la instalación. A continuación se muestra la velocidad de giro instantánea de cada una de las instalaciones.

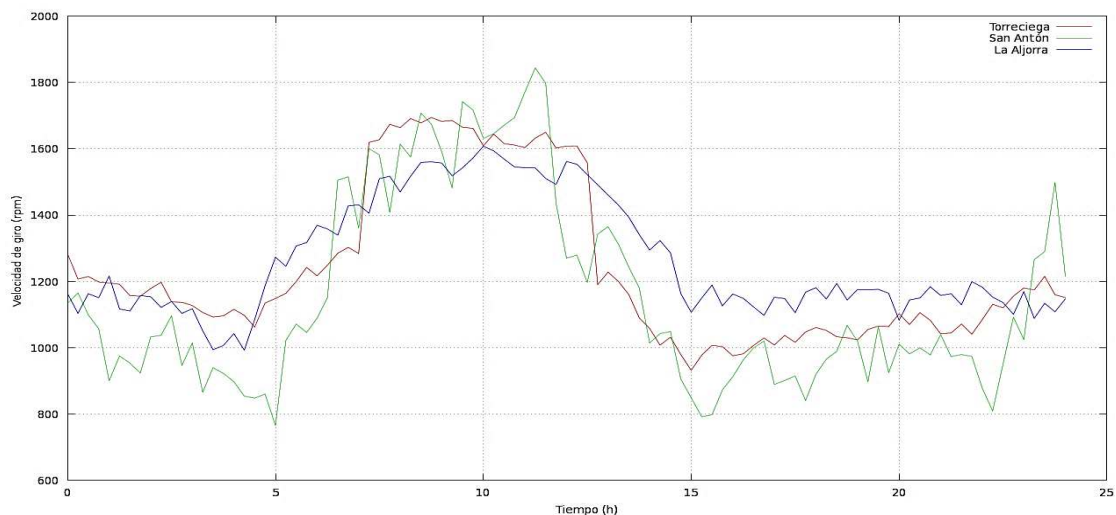


Figura 37: Velocidad de giro instantánea de las PAT en cada una de las instalaciones.

En la figura anterior se observa que las velocidades de giro son mayores en las horas nocturnas, cuando el caudal circulante es menor y el salto neto mayor; el caso contrario sucede en resto de horas, cuando el salto neto disponible es menor y los caudales circulantes son mayores, debido a que la demanda es mayor.

En cuanto a la velocidad máxima a la cual giran las PAT, según establece Pedro Fernández Díez, en su "Turbinas Hidráulicas", se define velocidad de embalamiento, como aquella velocidad a turbina descargada y con el distribuidor abierto, siendo ésta, para el caso de las máquinas de flujo radial igual al doble de la velocidad de diseño ($2n=2900$ rpm), velocidad que no se supera en ningún momento del día, como se puede ver la figura 37.

5.3.5. CORRECCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO

En el punto anterior se ha establecido, a partir del método propuesto por Orlando A. Audiso, la velocidad de giro a la cual deberá de girar la PAT instalada, y de esta forma garantizar el caudal y la pérdida de carga (salto neto) que permite que la red aguas abajo de la instalación funcione de la misma forma que si tuviera la válvula de retención.

En este apartado se va a introducir en concepto de velocidad máxima o velocidad de embalamiento, el cual se define en el texto "*Turbinas Hidráulicas*" de la Universidad de Cantabria, como la velocidad a máquina descargada y con el caudal normal de funcionamiento.

Debido a que las velocidades de giro antes obtenidas, varían al cabo del día, aumentando y disminuyendo las revoluciones en función del caudal y la altura requeridas, es posible, que en algunos periodos del día la velocidad de giro supere la velocidad máxima o velocidad de embalamiento. Debido a esto se trata en este punto de comprobar que no se superan en ningún momento las citadas condiciones. Para ello se va a seguir la formulación propuesto por Orlando A. Audiso en su texto "*Bombas como Turbinas*", la cual se detalla a continuación:

La velocidad de embalamiento puede ser calculada a partir de las leyes de semejanza hidráulica y se define por:

$$n_e = n \left(\frac{H}{H_z} \right)^{1/2} \quad 5.8$$

Donde:

n_e : Velocidad de embalamiento (RPM).

n : Velocidad normal de operación (RPM).

H : Altura a la cual se calcula la velocidad de embalamiento (m).

H_z : Altura a potencia cero (m).

A continuación se van a mostrar las gráficas de velocidad de giro instantánea y de velocidad de embalamiento a lo largo del día, con el fin de comprobar si se superan las condiciones máximas en cada instalación.

CAPITULO 5: ESTUDIO TÉCNICO

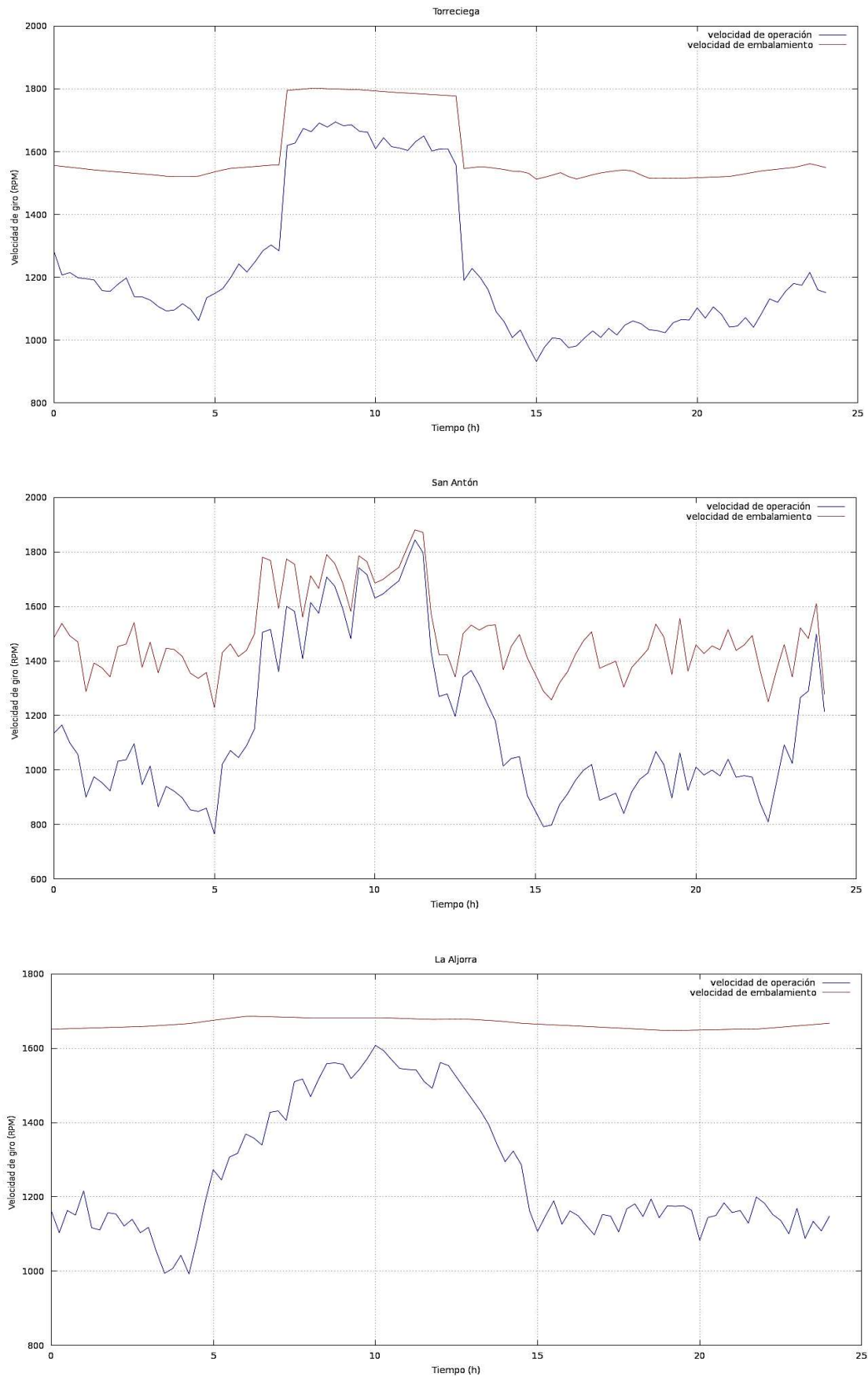


Figura 38: Comparación entre velocidades de giro normales y velocidades de embalamiento en cada emplazamiento

Como se puede observar en la figuras anteriores, en ninguno de los emplazamientos se supera la velocidad máxima o velocidad de embalamiento durante el periodo de funcionamiento. Hay que señalar que la diferencia entre las distribuciones de ambas velocidades se debe a que en el caso de la velocidad de giro normal, el factor determinante es el caudal, como se ha visto en la ecuación 5.4 del apartado anterior; mientras que en el caso de la velocidad de embalamiento, ésta es afín al salto neto instantáneo, según la formulación seguir para su cálculo.

PREVENCIÓN DE LA CAVITACIÓN

Al igual que en las turbinas convencionales, en las PAT también se presentará el fenómeno de cavitación en zonas donde la presión llega a un punto de magnitud inferior a la tensión de vapor del fluido.

Pero dado que en este trabajo tanto la entrada como la salida de la máquina se realiza bajo presión, no es posible que se alcancen las condiciones necesarias para que aparezca el fenómeno de la cavitación

5.3.6. GENERACIÓN DE ENERGÍA DE LAS PAT

En el apartado anterior se ha obtenido mediante la ecuación 5.4a del modelo matemático propuesto por Orlando A. Audisio, las distintas velocidades de giro de la máquina que satisfacen las condiciones de caudal y salto disponible en las instalaciones.

Ahora bien, el modelo utilizado también presenta una ecuación, 5.4b, que permite conocer la potencia instantánea de una PAT en función del caudal que circula por ella y de su velocidad de giro.

$$P_T = A_P Q_T^2 \omega_T + B_P Q_T \omega_T^2 \quad 5.8$$

Al igual que el modelo matemático $H_T(Q_T, \omega_T)$, la ecuación 5.8 presenta los coeficientes A_P , B_P , los cuales permiten definir por completo la curva $P_T(Q_T, \omega_T)$.

$$A_P = E_T \frac{P_{PAT*}}{\omega_{PAT*} \times Q_{PAT*}^2} \quad 5.9a$$

$$B_P = (1 - E_T) \frac{P_{PAT*}}{P_{PAT*} \times \omega_{PAT*}^2} \quad 5.9b$$

CAPITULO 5: ESTUDIO TÉCNICO

A continuación se muestra una tabla el valor de los coeficientes que definen el modelo $P_T(Q_T, \omega_T)$. en cada una de las instalaciones, hay que señalar que en las ecuaciones anteriores aparece el coeficiente E_T , definido en el apartado anterior.

Tabla 10: Coeficientes que definen el funcionamiento de la curva $P_T(Q_T, \omega_T)$.

Coef.	TORRECIEGA	SAN ANTÓN	LA ALJORRA
A_p	5219.8	3812.4	1.1980e4
B_p	-0.019222	-0.022888	-0.0083445

Una vez se ha aplicado el método, en las siguientes figuras, se procede a analizar los distintos resultados que se extraen en cuanto a generación de energía y su relación con las otras variables implicadas, a saber, el salto disponible, el caudal circulante y la velocidad de giro.

En la figura siguiente se observa como la potencia instantánea es mayor cuando mayor son los caudales circulantes por cada instalación. Si bien hay diferencias entre ellas puesto que se observa como en la instalación de La Aljorra, los caudales son muy inferiores a los circulantes por las otras dos, esto hace ver que la producción energética, y por tanto la viabilidad económica de esta instalación, no es tan abundante como la de Torreciega y San Antón.

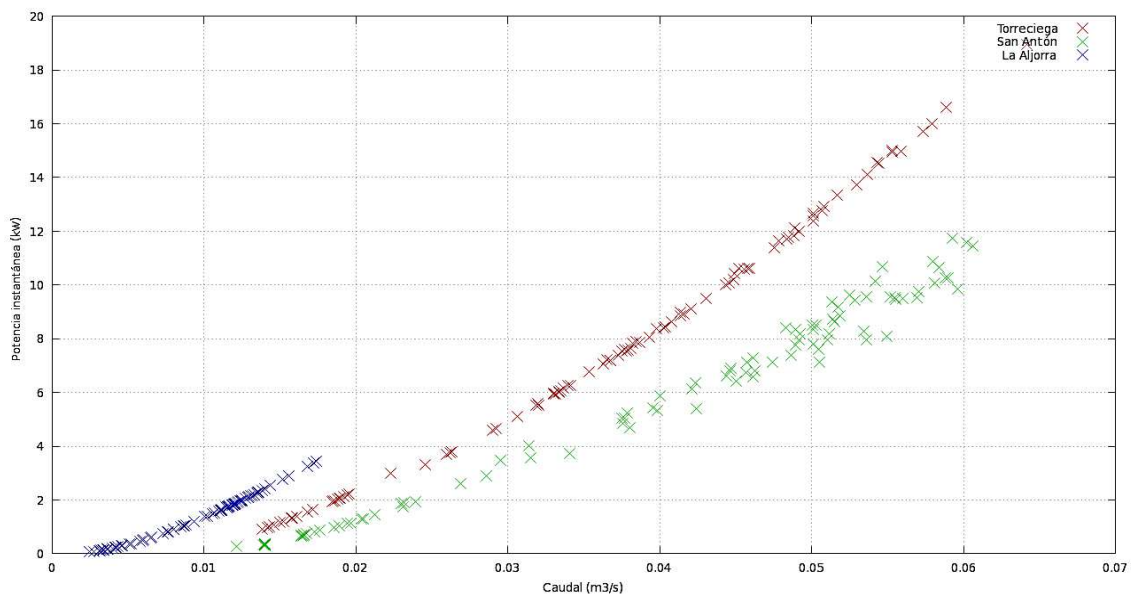


Figura 39: Caudal instantáneo vs. Potencia instantánea en cada instalación.

CAPITULO 5: ESTUDIO TÉCNICO

A continuación se muestran las velocidades de giro vs. Potencia instantánea en cada una de las instalaciones. En ella se puede observar que todas las instalaciones tienen una potencia instantánea mayor para velocidades de giro bajas, lo que se correspondería con las horas de luz; por el contrario, durante las horas nocturnas, las velocidades de giro son mayores y la potencia instantánea es menor, debido a que los caudales en cada una de las instalaciones son muy pequeños en comparación con el día. Hay que señalar que la dispersión que se observa en los datos correspondientes a San Antón, es causada por la distribución de caudales de ésta, la cual es menos uniforme que en la otras dos.

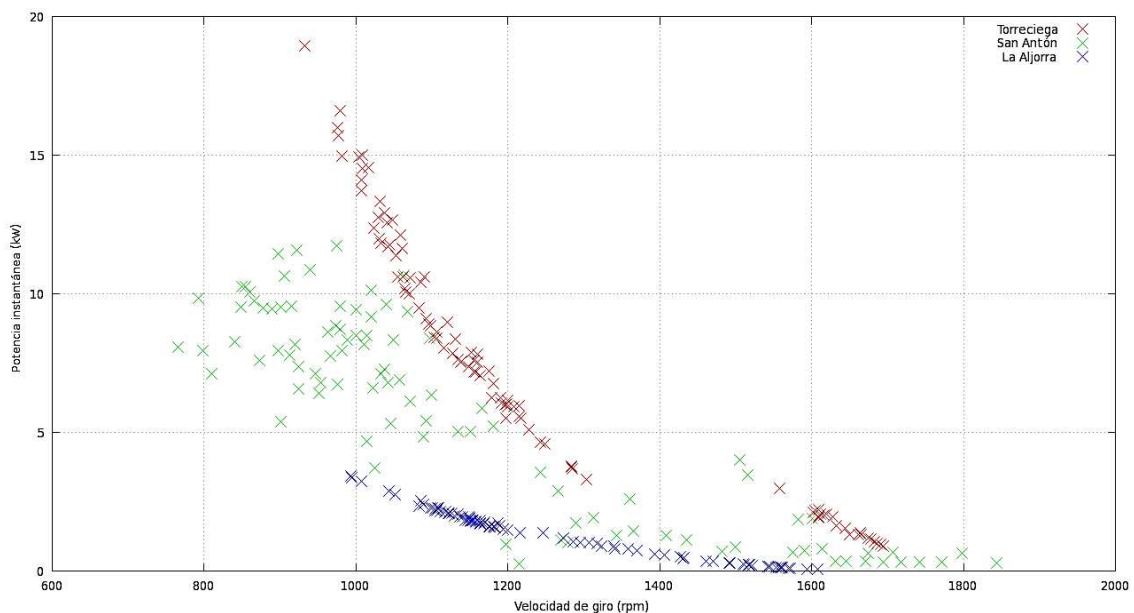


Figura 40: Velocidad de giro vs. Potencia instantánea de cada una de las PAT.

Finalmente, es posible obtener la curva de generación de energía diaria en cada instalación. De estas curvas hay que señalar que presentan la misma distribución que las obtenidas en el CAPÍTULO 4: ESTUDIO PRELIMINAR, si bien aquellas curvas permitían obtener una estimación inicial de la viabilidad de estas instalaciones, mientras que éstas, representan con exactitud la energía generada por cada PAT.

CAPITULO 5: ESTUDIO TÉCNICO

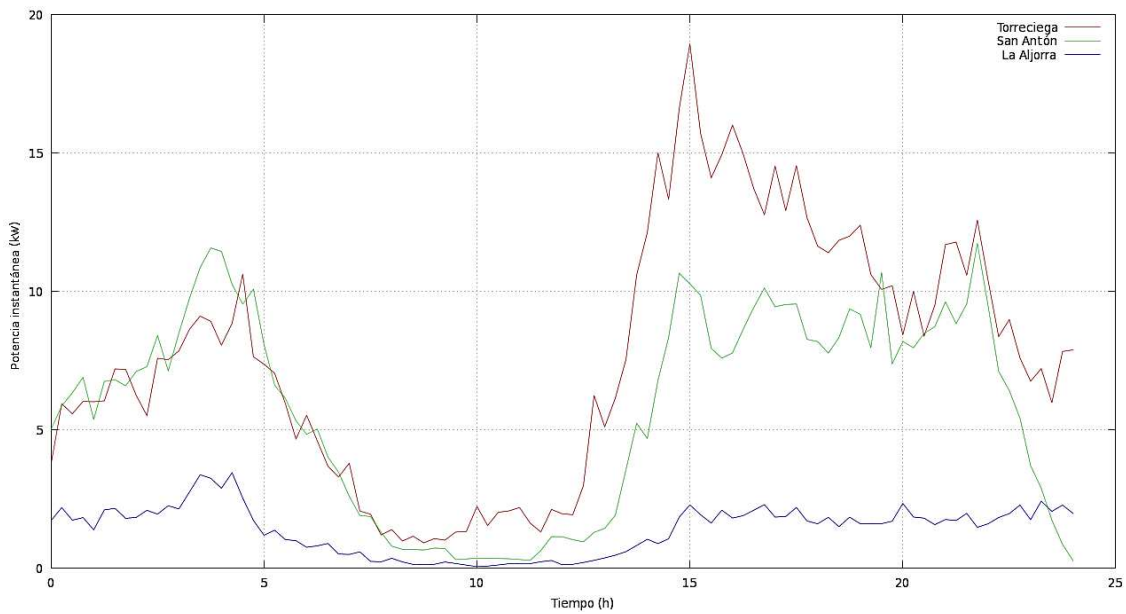


Figura 41: Curvas de generación de energía diaria en cada una de las instalaciones

Dado que las curvas anteriores representan la generación instantánea de energía en cada una de las instalaciones en el periodo de un día, si se integran esas curvas se obtiene la energía total generada por día y, extrapolando esta energía diaria a un año se obtiene la energía total anual que estaría disponible para su autoconsumo.

Tabla 11: Producción energética de cada instalación.

INSTALACIÓN	Energía diaria (kWh)	Energía anual(kWh)
Torreciega	184.92	6.74e4
San Antón	139.32	5.08e4
La Aljorra	33.83	1.24e4

6. ESTUDIO ECONÓMICO Y AMBIENTAL

CAPÍTULO 6: ESTUDIO ECONÓMICO Y AMBIENTAL

En los capítulos anteriores se han estudiado las instalaciones que se tratan en este proyecto. Dependiendo del tipo de instalación se ha optado por un tipo u otro de actuación. Una vez analizadas las soluciones tomadas, se procede en este capítulo a realizar un breve análisis económico para obtener de forma aproximada el PAY-BACK de la inversión a realizar para llevar a cabo las distintas actuaciones propuestas. Posteriormente, se realizará un breve análisis ambiental para tratar de conocer la reducción de emisiones que conllevaría la utilización de la energía renovable generada en estas instalaciones.

6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

Se presentan a continuación un presupuesto aproximado de cada una de las actuaciones propuestas en el final del capítulo 4. A continuación se establecen de forma general los gastos concernientes para cada emplazamiento en cuanto a las partidas de hidráulica, electricidad y obra civil.

6.1.1. PRESUPUESTO EMPLAZAMIENTOS AGUAS ARRIBA DE UN DEPÓSITO

CABEZO BEAZA

En el análisis económico de la actuación de Cabezo Beaza sólo se ha tenido en cuenta la situación en la que el EPA regula la presión aguas arriba de la instalación para evitar fugas innecesarias, debido a que ésta ha sido la solución estudiada en el capítulo anterior.

PARTIDA	EUROS
Obra Civil	40.000
Electricidad	15.000
Hidráulica	50.000
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL	105000
13,00 % Gastos generales	13650
6,00 % Beneficio industrial...	6300
SUMA DE G.G. y B.I.	19950
21,00 % I.V.A.	22491
TOTAL PRESUPUESTO CONTRATA	147441

6.1.2. PRESUPUESTO EMPLAZAMIENTOS AGUAS ARRIBA DE ZONAS DE CONSUMO

PUNTO DE REGULACIÓN TORRECIEGA

PARTIDA	EUROS
Electricidad	10.000
Hidráulica	25.000
Obra civil	10.000
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL	45000
	13,00 % Gastos generales
	5850
	6,00 % Beneficio industrial...
	2700
	SUMA DE G.G. y B.I.
	8550
	21,00 % I.V.A.
	9639
TOTAL PRESUPUESTO CONTRATA	63189

SAN ANTÓN

PARTIDA	EUROS
Electricidad	10.000
Hidráulica	25.000
Obra Civil	10.000
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL	45000
	13,00 % Gastos generales
	5850
	6,00 % Beneficio industrial...
	2700
	SUMA DE G.G. y B.I.
	8550
	21,00 % I.V.A.
	9639
TOTAL PRESUPUESTO CONTRATA	63189

LA ALJORRA

PARTIDA	EUROS
ELECTRICIDAD	10.000
HIDRAULICA	25.000
OBRA CIVIL	10.000
TOTAL EJECUCIÓN MATERIAL	45000
	13,00 % Gastos generales
	5850,00
	6,00 % Beneficio industrial...
	2700,00
	SUMA DE G.G. y B.I.
	8550,00
	21,00 % I.V.A.
	9639,00
TOTAL PRESUPUESTO CONTRATA	63189

6.1.3. VIABILIDAD ECONÓMICA

Llegado este punto, se va a analizar la conveniencia de la realización de las actuaciones descritas en este trabajo desde el punto de vista económico, para ello, se obtendrán dos indicadores económicos como son el Periodo de Retorno de la Inversión (PRI) y la Tasa Interna de Retorno (TIR); el primero de ellos estima el tiempo que tarda en amortizarse la inversión realizada, el segundo indicador se utiliza para decidir si el proyecto es viable o no económicamente.

Para el cálculo de los beneficios que se obtendrían con la utilización de la energía generada por estas instalaciones en lugar de comprar dicha energía a la red convencional, se ha considerado que empresa/institución propietaria de las instalaciones tiene una tarifa típica 3.1A, la cual establece tres periodos de discriminación horaria con potencia contratada en todos los periodos igual o inferior a 450 kW.

Los tres escalones de precio de la energía son:

- P1: 11.6188 c€/kWh.
- P2: 10.3944 c€/kWh.
- P3: 7. 8353 c€/kWh.

Esta tarifa varía a su vez en función de la operatividad de la empresa que la ha contratado, por eso, existe una distribución de los distintos escalones de precios dependiendo de la hora del día, así como de si el día es festivo o no. Además, a estas tarifas, se ha sumado el Impuesto Especial de la Energía (IEE= 5.113%) y el IVA. La distribución de precios en función del tipo de día se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 12: Distribución horaria de los precios de energía en la tarifa 3.1A.

	Nº horas P1	Nº horas P2	Nº horas P3
Día laborable	6	10	8
Día festivo	0	6	18

Dado que todas las instalaciones se hayan en el municipio de Cartagena, la oficina virtual de este ayuntamiento establece que el número de días laborables es de 252, siendo 113 los días festivos.

CAPÍTULO 6: ESTUDIO ECONÓMICO Y AMBIENTAL

Con todos datos expuestos hasta ahora se ha procedido al cálculo de los dos indicadores económicos antes mencionados, a continuación se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los emplazamientos que se estudian.

Tabla 13: TIR y PRI de cada instalación.

Instalación	Coste (€)	Energía anual (kWh)	Beneficio anual (€)	Incremento precio anual (%)	Interés (%)	nº años a pagar	TIR (%)	PRI (años)
Cabezo Beaza	147441	122000	12520	1	3	30	4.2	10
Torre ciega	63189	55477	6894.5	1	3	30	6.3	8
San Antón	63189	50842	5295	1	3	30	3.9	11
La Aljorra	63189	12350	1295.7	1	3	30	-5.5	48

De los datos anteriores se puede concluir que únicamente los emplazamientos de Cabezo Beaza, Torre ciega y San Antón, son económicamente viables a falta de un estudio económico más preciso; por el contrario, la instalación de La Aljorra, al tener una producción anual muy inferior al resto, presenta una TIR negativa, es decir, no resulta viable económicamente o el periodo de retorno de la inversión es demasiado largo.

Independientemente de lo anterior, estas instalaciones son perennes dado que forman parte de una red de abastecimiento a un núcleo urbano, por lo tanto no hay posibilidad de que en un futuro la instalación deba cerrar, sino todo lo contrario, es posible que en el futuro una instalación quede obsoleta debido al aumento de caudales y/o alturas derivadas de una aumento demográfico.

Debido a lo anterior, aunque la instalación de La Aljorra inicialmente no es viable económicamente por sí solo, al formar parte de una red interconectada de instalaciones, así como por la posibilidad de aumentar su producción en un futuro, se recomienda la realización de esta actuación conjunta con las otras tres presentadas en este proyecto

6.2. REDUCCIÓN DE EMISIONES DE CO₂

Una vez que se han obtenido todas las producciones energéticas anuales de cada uno de los emplazamientos que se analizan en este trabajo y dado que la energía que se produce con estas instalaciones proviene de una energía renovable y, además se va utilizar para el autoconsumo, se puede conocer cuál es la reducción de emisiones de CO₂ que provocaría la realización de las actuaciones descritas en este proyecto.

En el cálculo de las emisiones asociadas, debe emplearse un factor de emisión de CO₂ atribuible al suministro eléctrico, también conocido como *mix eléctrico* (*kgCO₂ /kWh*), el cual representa las emisiones asociadas a la generación eléctrica conectada a la red nacional necesaria para cubrir el consumo.

En la obtención del mix eléctrico de este proyecto se ha recurrido a los informes de Red Eléctrica de España en sus "*Informes*" de 2013 y 2014. En ellos se desglosan datos estadísticos sobre el comportamiento del sistema eléctrico español en los años citados. También se ha recurrido a fuentes no oficiales, como la WWF, en su "*Observatorio de la Electricidad*" de octubre de 2014. Una vez se han observado todos los valores que cada texto proporciona del mix eléctrico, se ha tomado como valor de referencia para este trabajo el promedio de todos los coeficientes obtenidos, fijándose así un mix eléctrico de **0.225 kgCO₂ /kWh**, valor que se utilizará para la obtención de la reducción de emisiones provocada por la utilización de los sistemas de producción de energía renovable que se proponen en este trabajo.

De esta forma se tiene que las distintas reducciones de emisiones asociadas a la producción de cada uno de los emplazamientos estudiados en este proyecto son:

Tabla 4: Reducción de emisiones de CO₂ en cada emplazamiento.

	PRODUCCIÓN (MWh/año)	REDUCCIÓN EMISIONES (tCO₂ /año)
CABEZO BEAZA	122	27.5
TORRECIEGA	55.4	12.5
SAN ANTÓN	50.8	11.4
LA ALJORRA	12.4	2.8

Sumando los valores anteriores se tiene que la reducción de emisiones total asciende a **54.1 tCO₂ /año**.

7. CONCLUSIONES

CAPITULO 7: CONCLUSIONES

El objetivo inicial de este trabajo era el estudio de la implantación de sistemas de recuperación de energía en determinadas zonas de regulación de la presión en la red de abastecimiento en la ciudad de Cartagena.

Se han estudiado inicialmente los emplazamientos disponibles en cuanto a su tipología, así como al régimen de caudales y presiones que se presentan en el tiempo. Los emplazamientos estudiados de la red de abastecimiento de la ciudad de Cartagena, en su parte denominada casco urbano (es decir sin incluir la zona denominada barrios, situada al norte), han sido: Cabezo Beaza, Torreciega, San Antón y La Aljorra.

Todos los emplazamientos anteriores se pueden clasificar en dos grandes grupos según la bibliografía: zonas de aguas arriba de un depósito la cual se corresponde con el depósito de Cabezo Beaza, es cual recibe el agua de una tubería del EPA y, zonas aguas arriba de zonas de consumo, donde se encuentran la toma de Torreciega, la toma del Cocherón en San Antón y la toma de La Aljorra.

La principal diferencia entre ambas categorías recae en la presión aguas abajo de estos emplazamientos, de esta forma se tiene que mientras en las zonas aguas arriba de un depósito, la presión aguas abajo de estos emplazamientos es la atmosférica; en las zonas aguas arriba de una zona de consumo, la presión aguas abajo de las mismas es la requerida para que la red funcione correctamente, por lo tanto es superior a la atmosférica. Esta diferencia esencial condiciona el tipo de solución a aplicar para su aprovechamiento energético.

La tipología de los emplazamientos también afecta al reparto horario de caudales que presenta cada uno de ellos. Así, hay que diferenciar entre la distribución que presenta el depósito de Cabezo Beaza, la cual es cíclica a lo largo del día y coincide con el vaciado del depósito. Por el contrario, el resto de zonas de regulación de la presión, presentan una distribución variable a lo largo del día. Esta variabilidad presenta un máximo en el periodo correspondiente a las horas de mañana, y presenta un mínimo de consumo en las horas de la noche.

En cuanto a las presiones presentes en cada zona de estudio, también hay diferencias entre los tipos de emplazamientos. En Cabezo Beaza la presión es constante durante todo el tiempo en el que existe circulación de agua; en las tomas aguas arriba de una zona de consumo la presión es variable a lo largo del día. Siendo la caída de presiones producida por la válvula mayor durante la noche.

CAPITULO 7: CONCLUSIONES

De forma general, para que un emplazamiento sea viable económicamente para la implantación de un SEMH, deberá tener un caudal medio mínimo de $100-120 m^3/h$ y el salto neto de la instalación deberá alcanzar los $25-35m$. Estos valores son orientativos y adaptados a la red de abastecimiento de Cartagena, por lo que deberá estudiarse con detenimiento cada posible instalación.

Así en las zonas aguas arriba de depósitos, Cabezo Beaza, el objetivo será la sustitución de la válvula de retención de entrada al depósito por una turbina convencional, dado que la descarga de ésta se realiza a presión atmosférica sobre un depósito de almacenamiento.

Según la velocidad específica de la instalación, la turbina convencional a instalar para un único par de polos es una turbina Francis. Dado que las turbinas de flujo cruzado son más bataras, tanto en coste como en mantenimiento, en comparación con la turbina de flujo convencional, se desecha la utilización es ésta última.

Las características particulares de la turbina de flujo cruzado hacen que los rangos más normales en su utilización sean de $0-10 m^3/s$, con un salto neto de $0-200m$, lo que le permite sustituir en saltos pequeños, dependiendo del emplazamiento a las turbinas Kaplan, Francis y Pelton.

Dado que las condiciones de salto neto y caudal disponibles en el emplazamiento son constantes o nulas debido a la tipología del emplazamiento, la turbina Michell Banky se ha diseñado para esas condiciones. La potencia instalada de la turbina sería de $25 kW$ y, la energía que se produciría en la instalación de Cabezo Beaza seguiría la misma distribución horaria que el caudal y se situaría anualmente en una producción esperada de unos $122 MWh/año$.

El coste total aproximado de la realización de esta instalación, teniendo en cuenta la obra civil a realizar, así como la adquisición de los equipos hidráulicos y mecánicos, asciende a unos $147000€$. Dado que la energía producida por esta turbina se utilizaría en el autoconsumo, permitiría reducir la factura eléctrica del titular de la instalación en $12520€/año$. Este beneficio anual, provoca que la Tasa Interna de Retorno de esta instalación sea del 4.2% y que la inversión realizada se recupere por completo a los 10 años de funcionamiento. El autoconsumo de esta energía renovable también produce un beneficio ambiental, reduciendo las emisiones de CO_2 a la atmósfera en aproximadamente $27.5 tCO_2 /año$.

Los emplazamientos aguas arriba de zonas de consumo tienen la principal característica de que la válvula que los regula tiene tanto su aspiración como su descarga a presión superior a la atmosférica, esta propiedad junto con el tamaño

de las instalaciones y con el objetivo de no realizar modificaciones significativas en el tramo de la red de abastecimiento, hacen que la solución idónea para este tipo de emplazamientos sea la sustitución de la citada válvula por bombas de velocidad variable funcionando como turbinas, en adelante PAT. La modificación del emplazamiento sería como se observa en la siguiente figura.

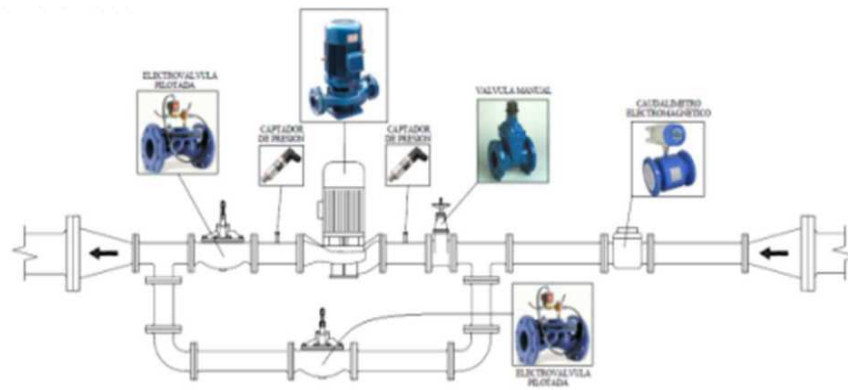


Figura 42: Esquema resultante de un sistema PAT en una conducción de agua potable.

Las bombas centrífugas estándar, dado que se fabrican en una gran cantidad de tamaños para poder cubrir así una amplia gama de presiones y caudales, cuando se emplean correctamente, pueden utilizarse sobre el mismo rango de funcionamiento que normalmente cubren las turbinas Pelton, las turbinas Michell Banky o turbinas de flujo cruzado y las turbinas Francis de pequeñas instalaciones. Sin embargo, para saltos grandes o aplicaciones de caudales pequeños, las turbinas Pelton presentan un mayor rendimiento que las PAT para un coste similar, no obstante, no podrían ser empleadas dado que son turbinas que funcionan a presión atmosférica y en este caso debe mantenerse la presión requerida en el exterior.

En este trabajo únicamente se han estudiado bombas que tienen tanto su aspiración como su expulsión en la misma dirección, dado que esto provoca que las modificaciones en la instalación de regulación de la presión sean mínimas, como son las bombas de cámara partida y las bombas en línea.

Se ha realizado una estimación de la PAT óptima, haciendo coincidir su punto de máximo rendimiento con los valores medios de caudal y salto neto en la instalación. Conociendo las condiciones de caudal y presión relativa antes y después de la PAT, es posible obtener la velocidad de giro a la cual deberá girar la máquina con el fin de trasegar el caudal requerido y de producir la pérdida de carga necesaria para el correcto funcionamiento de la red aguas debajo de la instalación.

CAPITULO 7: CONCLUSIONES

Las bombas que han resultado elegidas han sido:

- Torreciega: *Etaline 100-100-250; n = 1450 rpm; phi 252.*
- San Antón: *Etaline 100-100-250; n = 1450 rpm; phi 235.*
- La Aljorra: *Etaline 80-80-200; n = 1450 rpm; phi 188.*

La producción energética en cada uno de los emplazamientos es de:

- Torreciega: *67400 kWh/año.*
- San Antón: *50800 kWh/año.*
- La Aljorra: *12400 kWh/año.*

La baja producción en La Aljorra se debe a que el caudal circulante por esta instalación es muy inferior al que trasiegan las otras dos instalaciones.

De forma general, estas instalaciones son viables económicamente si presentan una producción energética en torno a *100-200 kWh*. La utilización para el autoconsumo de la energía producida, provoca un ahorro económico que permite que el periodo de retorno de las inversiones sea de *8 y 11 años* para las instalaciones de Torreciega y San Antón y, de *48 años* para el emplazamiento de La Aljorra. La Tasa Interna de Retorno de las instalaciones económicamente viables es de *6.3% y 3.9%*, para Torreciega y San Antón respectivamente. Como la producción en La Aljorra es menor, los indicadores económicos son peores, situándose en *-5.5%*. Lo que y la instalación deja de ser viable económicamente por sí sola y debe ser analizada como parte de una serie de emplazamientos que forman parte de una red de abastecimiento, lo que haría que se compensasen las instalaciones que más producen con las que presentan menor producción.

Puesto que se trata de instalaciones de energías renovables y, además, la energía producida se utiliza para el autoconsumo, se sustituye así en un porcentaje la energía utilizada proveniente de combustibles fósiles, lo que implica que se reducen las emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera en *12.5 tCO₂ /año, 11.4 tCO₂ /año y 2.7 tCO₂ /año*, para las instalaciones de Torreciega, San Antón y La Aljorra, respectivamente.

TRABAJO FUTURO

Una vez concluido el estudio técnico de las mejores soluciones adoptadas para la producción de energía en los diferentes puntos de regulación de la presión en la red de Cartagena, se van a proponer una serie de actuaciones que permiten continuar a partir del trabajo realizado en este trabajo.

CAPITULO 7: CONCLUSIONES

- ESTUDIO DEL AUTOCONSUMO: como se ha señalado anteriormente, en el marco regulatorio actual en España no existe la figura del balance neto, por lo que la generación debe superar en muy pocas ocasiones el consumo de energía. Por ello, se propone el estudio de las distintas redes eléctricas municipales, así como sus cargas, su conectividad potencial y su consumo eléctrico instantáneo.
- MEJORA DEL MÉTODO: a raíz del trabajo antes realizado, un camino de investigación posterior puede ser el de analizar en profundidad todos los métodos que hay propuestos en la bibliografía para la definición de PAT a partir de los datos proporcionados por los fabricantes de bombas. En este ámbito también se propondría un método propio a partir las leyes físicas de las bombas o bien un método empírico basado en la prueba de varias bombas como turbinas trabajando a diferentes potencias, velocidades de giro, caudales y presiones.
- NUEVAS INSTALACIONES: otra posible línea de trabajo es el estudio de más emplazamientos en los que se pueda instalar este tipo de sistemas de energía minihidráulica, con el objetivo de reducir los costes y los impactos de las redes de distribución actuales.
- NUEVAS MÁQUINAS: dado que las dos líneas de investigación o trabajo antes expuestas son iguales o complementarias con el trabajo realizado en este proyecto, un posible línea de actuación verdaderamente novedosa sería el estudio de una máquina que mejorase el rendimiento tanto en su función como bomba como en su función como turbina, para ello una posible actuación sería la modelización del flujo a través del rodete, para poder mejorar el comportamiento del mismo girando en un sentido u otro.

8. BIBLIOGRAFÍA

- Ahmad Nourbakhsh, *Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation*, EXPERIMENTAL THERMAL AND FLUID SCIENCE, 2008.
- Arthur Williams, *PUMPS AS TURBINES, A User's Guide*, INTERMEDIATE TECHNOLOGY PUBLICATIONS, 1997.
- Alberto Sánchez Hervás, *Sistema inteligente de generación hidráulica en sistemas de distribución y riego*, DIRECCIÓN DE EFICIENCIA ENERGÉTICA, AQUALOGY, 2014.
- Ayto Santander, *Santander Smart City*, PLAN DIRECTOR DE INNOVACIÓN.
- Bernhard Hein Teuteberg, *Design of a Pump-As-Turbine Microhydro System for an Abalone Farm*, DEPARTMENT OF MECHANICAL AND MECHATRONIC ENGINEERING STELLENBOSCH UNIVERSITY, 2010.
- Comisión De Las Comunidades Europeas, *Eficiencia energética: alcanzar el objetivo del 20 %*, BRUSELAS, 2008.
- Diego Ignacio Medel Chacón, *Perfeccionamiento de sistema de control y pruebas para un prototipo de central micro-hidráulica operada como generador distribuido*, UNIVERSIDAD DE CHILE, 2010.
- Diputación de Huelva, *Guía De Buenas Prácticas En Energía Mini Hidráulica*, PROGRAMA DE ENERGÍA INTELIGENTE PARA EUROPA.
- ESHA, *Guía para el desarrollo de una pequeña central hidroeléctrica*, 2006.
- Fernando Campuzano Bolarín, *Aprovechamiento hidráulico e la fuente principal de la comunidad de aguas del Maimón, Proyecto de viabilidad técnica y económica*, UNIVERSIDAD POLITECNICA DE CARTAGENA, 2011.
- Franz Nestmann, *An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps*, EXPERIMENTAL THERMAL AND FLUID SCIENCE, 2010.
- IDAE, *Coeficientes de paso de emisiones de CO₂ y consumo de energía primaria para soluciones alternativas del RITE*, 2013.
- IDAE, *Minicentrales Hidroeléctricas*, MANUAL DE ENERGÍAS RENOVABLES, 2006.
- IDAE, *Resumen del Plan de Energías Renovables 2011-2020*.
- María Gómez Mayoral, *Análisis de viabilidad para la instalación de microturbinas hidráulicas en redes de abastecimiento de agua potable*, UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS, 2006.

CAPITULO 8: BIBLIOGRAFÍA

- Oficina Catalana para el Cambio Climático, *Guía práctica para el cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI)*, GENERALITAT DE CATALUNYA, 2011.
- Orlando A. Audisio, *Bombas Utilizadas como Turbinas*, UNIVERSIDAD NACIONAL DEL COMAHUE.
- Pablo Tello Guerra, *Guía de Apoyo para Desarrolladores de Proyectos Minihidroeléctricos*, CENTRO ENERGÍAS RENOVABLES, CHILE, 2011.
- WWF, *Observatorio de la Electricidad*, 2011.
- Red Eléctrica España, *Avance del informe 2013*.
- Red Eléctrica España, *Avance del informe 2014*.
- RD: (borrador) *Proyecto por el que se establece la regulación de las condiciones administrativas, técnicas y económicas de la modalidad de suministro de energía eléctrica con balance neto*, 2011.
- RD: (borrador) *Proyecto por el que se establece la regulación de las condiciones administrativas, técnicas y económicas de las modalidades de suministro de energía eléctrica con autoconsumo y de producción con autoconsumo*, 2013.
- RD 1699/2011 por el que se regula la conexión a red de instalación de producción de energía eléctrica de pequeña potencia.
- RD 661/2007 por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial.
- RD 413/2014 por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica a partir de fuentes de energía renovables, cogeneración y residuos.
- CNIK HIDRO ENERGY, *Presentación de Turbinas*.
- KSB, *catalogo bomba Etaline/Etaline-R 50Hz*.
- TECNOTURBINES, *Presentación de productos*.

**ANEXO I:
PREDIMENSIONAD
O DE LA TURBINA
MICHEL BANKY**

1.1. SELECCIÓN DEL DIÁMETRO Y VELOCIDAD DE GIRO

Muchos autores señalan que para pequeños aprovechamientos los diámetros comúnmente utilizados van desde los 200 mm hasta los 500 mm. En este caso se va a optar por un diámetro $D=300\text{mm}$. Una vez establecido el diámetro D , la velocidad de giro de la máquina se obtiene de:

$$N_s = 40.62 * k_c * \frac{\sqrt{H_n}}{D} \quad 1.1$$

Sustituyendo en la ecuación anterior los valores conocidos del diámetro anteriormente mencionado y el salto neto de la instalación se obtiene una velocidad de giro $N_s = 1150 \text{ rpm}$.

1.2. N° DE ALABES DEL ROTOR

La selección del número de álabes se realizará en base al diámetro y las condiciones de funcionamiento de la turbina, es decir, altura y caudal. Se deberá tener en cuenta que un reducido número de álabes provoca pulsaciones en la generación de la potencia, y un número elevado producirá una aceleración de la vena fluida con el consiguiente aumento de las pérdidas y el efecto de reja.

Según las investigaciones de A. Ulku y H. Olgun existe un número óptimo de álabes. En la tabla N° 1 se transcriben los resultados de diferentes investigaciones reflejadas en la literatura.

Tabla 15: Parámetros característicos en turbinas.

AUTOR	D/d	D/B	z	η_b
YOKOHAMA, 1985, JAPON	0.66	4.25	26	80.60
VIGM, 1986, CCCP	0.63	3.00	24	78.00
GANZ, 1984, HUNGRIA	0.66	1.00	30	75.00
ALABAMA, 1983, USA	0.66	0.25	20	75.00
RESITA, 1983, RUMANIA	0.66	1.28	24	73.00
KTU, 1987, TRAZBON, TURKIA	0.54	0.81	24	71.30
OREGON, 1949, USA	0.66	1.09	20	68.00

De esta tabla se desprende que el número óptimo de álabes está entre 24 y 30. Por ello se escoge como n° de álabes los que producen el mayor rendimiento y el cual se encuentra dentro del rango antes mencionado, siendo el n° de álabes $z=26$.

1.3. OBTENCIÓN DEL ANCHO DEL ROTOR

Un factor importante a tener en cuenta es el cálculo del ancho del rotor. Este se calcula teniendo en cuenta el diámetro seleccionado y los parámetros de funcionamiento H_n y Q .

De esta forma, el área de admisión viene dada por la expresión siguiente.

$$A_a = \frac{Q}{c_{m1}} \quad 1.2$$

Por otro lado, el área de admisión también se puede escribir como:

$$A_a = B * P_z * Z_a \quad 1.3$$

El paso entre álabes P_z , viene definido por:

$$P_z = \frac{\pi * D}{z} \quad 1.4$$

Paralelamente, se define un coeficiente X_z :

$$X_z = \frac{Z_a}{z} \quad 1.5$$

Como la relación entre el número de álabes de la admisión y el número de álabes totales, se tendrá que una vez seleccionado el número de álabes del rotor se podrá determinar el número de álabes que actúan en la admisión, y por lo tanto el valor de X_z . Este número de álabes Z_a tiene estrecha vinculación con el ángulo de admisión de la máquina. El coeficiente X_z varía entre 0.05 y 0.35, adoptándose como límite superior el que se muestra en la expresión 2.6:

$$X_z = \frac{Z_a}{z} < 0.35 \quad 1.6$$

Finalmente, igualando las expresiones 2.3 y 2.4, despejando el ancho del rotor B y sustituyendo los valores conocidos, se obtiene una expresión para obtener el ancho del rotor como la que sigue a continuación:

$$B = 0.259 \frac{Q}{k_c * D * X_z * \sqrt{H_n}} \quad 1.7$$

1.4. DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL INYECTOR

El inyector de una turbina de flujo transversal es el segundo componente de esta máquina que en conjunto con el rotor determinan la eficiencia de la turbina. Este es el encargado de guiar el flujo hacia el rotor. Esta conducción deberá poseer una buena aceleración y una distribución de velocidades uniforme en la sección de salida así como un bajo nivel de pérdidas de carga, de manera que se logre la mayor transformación posible de energía potencial en energía cinética.

El inyector puede tener distintas geometrías diferenciadas fundamentalmente por el ángulo de admisión y el órgano de regulación que posea, si es que existe. Se deberá tener en cuenta en la ubicación de este órgano de regulación que cualquier elemento en el interior del inyector puede provocar disturbios a la salida del flujo.

El inyector, figura 5, posee una sección transversal de forma rectangular compuesta por dos caras laterales rectas que permiten descargar el flujo sobre todo el ancho del rotor, una cara superior envolvente que guía el flujo. Esta cara posee un ángulo α_1 óptimo constante en cada punto de la curva. La velocidad absoluta será tangente a esta curva en todo punto. La cara inferior es recta y puede tener un ángulo de 5° como máximo.

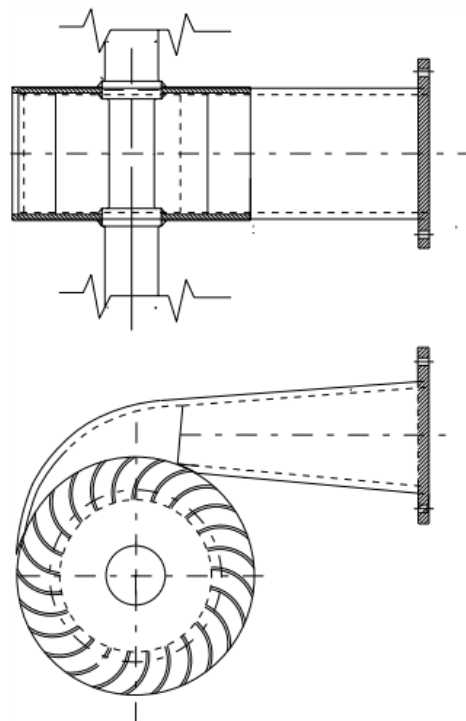


Figura 43: Esquema de un inyector en una turbina de flujo cruzado.

ANEXO 1: PREDIMENSIONADO DE LA TURBINA MICHELL BANKY

El chorro entra al rotor con un ángulo α_1 que es constante en toda la admisión y tangente a la periferia de la rueda. El flujo que abandona las paredes sólidas del inyector es definido como un chorro libre. La velocidad a la salida del inyector tiene un valor un poco más pequeño que el valor de diseño lo que provoca un incremento en el arco de entrada.

Como ya se mencionó, la diversidad de diseño en la geometría del inyector hace que se adopten distintos ángulos de admisión. A través de las diversas investigaciones que se han realizado sobre esta máquina los ángulos de admisión del inyector van desde los 30° hasta los 120° .

Gran parte de la bibliografía existente parece coincidir en que el ángulo de admisión θ_a óptimo para este tipo de turbina es de alrededor de los 90° .

De esta forma, tanto el ángulo como el arco de admisión estarán definidos de acuerdo con el valor de X_z adoptado con anterioridad, es decir, por el número de álabes en la admisión. Además se deberá tener en cuenta el "efecto de reja" que causa el espesor de los álabes en la entrada. Así, el arco de admisión, mostrado en la figura 6, estará dado por:

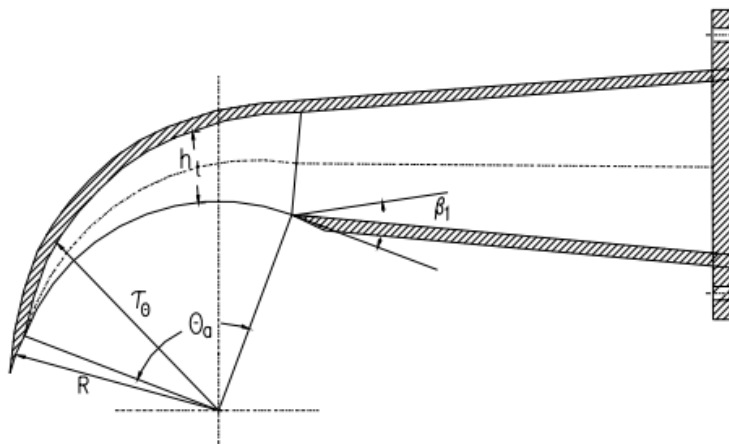


Figura 44: Esquema del arco de admisión del inyector de una turbina de flujo cruzado.

$$L_a = \frac{\pi * D}{z} * Z_a + Z_a * e \quad 1.8$$

El ángulo de admisión estará definido por:

$$\phi_a = \frac{360}{\pi * D} L_a \quad 1.9$$

PARÁMETROS UTILIZADOS EN EL DIMENSIONAMIENTO

c = VELOCIDAD ABSOLUTA [m/s],

Q = CAUDAL [m³/s],

H_n = ALTURA NETA [m],

η_h = RENDIMIENTO HIDRÁULICO,

k_c = COEFICIENTE DE VELOCIDAD DEL INYECTOR,

α = ANGULO ENTRE LA VELOCIDAD ABSOLUTA Y LA VELOCIDAD TANGENCIAL [°]

β = ANGULO ENTRE LA VELOCIDAD RELATIVA Y LA VELOCIDAD TANGENCIAL [°]

c_m = COMPONENTE DE LA VELOCIDAD ABSOLUTA EN LA DIRECCIÓN MERIDIANA [m/s]

N = VELOCIDAD DE ROTACIÓN DE LA MAQUINA [R.P.M.]

D = DIÁMETRO DEL ROTOR [m]

d = DIÁMETRO INTERNO DEL ROTOR [m]

A_a = ÁREA DE ADMISIÓN [m]

B = ANCHO DEL ROTOR [m]

Z = NÚMERO DE ÁLABES DEL ROTOR

Z_a = NÚMERO DE ÁLABES EN LA ADMISIÓN

X_z = RELACIÓN DE NÚMERO DE ÁLABES

P_z = PASO ENTRE ÁLABES [m]

Z = ÁNGULO ENTRE ÁLABES [°]

R = RADIO DEL ROTOR ($R = D/2$) [m]

L_a = ARCO DE ADMISIÓN [m]

e = ESPESOR DEL ÁLABE [m]

θ_a = ÁNGULO DE ADMISIÓN [°]

θ = ÁNGULO DE LA ENVOLVENTE EN UN PUNTO CUALQUIERA [°]

τ_θ = RADIO DE LA CURVA ENVOLVENTE DEL INYECTOR [m]

C = CONSTANTE DE LA LEY DEL TORBELLINO POTENCIAL

h_t = ALTURA DEL INYECTOR EN CADA PUNTO [m]

ANEXO II:
“Scripts”
GENERADOS EN EL
CALCULO DE LAS
PAT

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

A continuación se va a mostrar el script que se ha generado en el programa OCTAVE UPM y que permite la realización de todos los cálculos realizados en el presente trabajo concernientes a las PAT, hay que señalar que dado que hay tres instalaciones, se ha realizado un script para cada una de ellas. Los script de las diferentes instalaciones varían únicamente en dos puntos: Obtención de los datos de partida y punto óptimo de la bomba como turbina, PAT.

2.1. TORRECIEGA

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%OBTENCIÓN DE DATOS DE PARTIDA: CAUDALES Y PRESIONES%
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
datos={'TORRECIEGA CAUDALES.csv', 'TORRECIEGA PRESIONES MAXIMAS.csv', 'TORRECIEGA PRESIONES MINIMAS.csv'}
```

```
caudales=csvread(datos{1},1,0);
```

```
Q=caudales(:,2);
```

```
T=caudales(:,1);
```

```
caudales=ajustarectaspp(T,Q); %Ajuste de rectas a los caudales en horas y m3/s
```

```
presionesmaximas=csvread(datos{2},1,0);
```

```
Pmax=presionesmaximas(:,2);
```

```
Tmax=presionesmaximas(:,1);
```

```
ajustePmax = ajustarectaspp(Tmax,Pmax); %Ajuste de rectas a la presión máxima en mca
```

```
presionesminimas=csvread(datos{3},1,0);
```

```
Pmin=presionesminimas(:,2);
```

```
Tmin=presionesminimas(:,1);
```

```
ajustePmin=ajustarectaspp(Tmin,Pmin); %Ajuste de rectas a la presión mínima en mca
```

```
Tfino=(0:0.25:24)';
```

```
Q11=ppval(caudales,Tfino)/3600; % Caudal instantáneo en (m3/s)
```

```
Q1=ppval(caudales,Tfino);
```

```
P1=ppval(ajustePmax,Tfino);
```

```
P2=ppval(ajustePmin,Tfino);
```

```
P3=P1.-P2; %Salto neto disponible en (m)
```


ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

%%

%PUNTO DE DISEÑO DE LA PAT%

%%

%Hinst=quantile (P3, 0.50) % (m) cuantil 80 de los saltos netos disponibles

%Qinst=quantile (Q1, 0.50)/3600 % (m3/s) cuantil 80 de los caudal disponibles

Hinst=mean (P3) % (m) media de los saltos netos disponibles

Qinst=mean (Q1)/3600 % (m3/s) media de los caudales disponibles

%Hinst=min (P3) % (m) mínimo de los saltos netos disponibles

%Qinst=min (Q1)/3600 % (m3/s) mínimo de los caudales disponibles

%%

%PUNTO OPTIMO DE LA BOMBA%

%%

Qp = 100/3600 % (m3/s) VALOR DE CAUDAL DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

Hp = 20 % (m) VALOR DEL SALTO NETO DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

rendp = 0.75 % VALOR DEL RENDIMIENTO DE LA BOMBA EN SU PUNTO OPTIMO, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

velespe = 1450 % (rpm)VELOCIDAD DE GIRO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

%%

%PUNTO OPTIMO DE LA BOMBA COMO TURBINA, PAT%

%%

omegap=(velespe*((Qp*1000)^0.5))/((1673*Hp)) % velocidad específica del metodo como bomba

Hturb=1.21*Hp*(rendp^(-0.8))*(1+(0.6+log(omegap))^2)^0.3 % (m) Altura de la PAT en su maxima eficiencia

Qturb=1.21*Qp*(rendp^(-0.25)) % (m3/s) Caudal de la PAT en su maxima eficiencia

difH=Hinst-Hturb % (m) diferencia entre salto neto instalación y PAT (debe ser cero)

difQ=(Qinst-Qturb)*3600 % (m3/h) Diferencia entre caudal instalación y caudal optimo PAT (debe ser cero)

% LA MENOR DIFERENCIA para la MEDIA de caudales y salto neto ESTE CASO ES:Etaline 100-100-250; n = 1450 rpm; phi 252

% aqui la producción anual es 6.74e4 kWh/año y la velocidad máxima (noche) llega a 1401 rpm

rendturb=0.95*(rendp^0.7)*((1+(0.5+log(omegap))^2)^-0.25) % rendimiento de la PAT en su punto de maxima eficiencia

Pturb=Hturb*Qturb*rendturb*9.81*1000 % (W) Potencia de la PAT en su punto de maxima eficiencia

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%COEFICIENTES ADIMENSIONALES PARA FUERA DEL PUNTO OPTIMO%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Pendiente y curvatura de las curvas características de la PAT

Et= 0.6+(1.2*((omegap)^0.5)) ;
E2t= 0.76+(2.1*((omegap)^0.5)) ;

% Coeficientes de la curva H-Q

AH= E2t*Hturb/(2*Qturb);
BH= (Et-E2t)*Hturb/(Qturb*velespe);
CH= ((1-Et+E2t/2)*Hturb)/(velespe^2);

% Coeficientes de la curva P-Q

AP= Et*Pturb/(velespe*Qturb^2);
BP= ((1-Et)*Pturb)/(Qturb*velespe^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA PAT%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Ht=AH.*(-Qpme).^2.+BH.*(-Qpme).*velespturb.+CH.*(velespturb.^2);    %H(m) vs. Q(m3/s)

CHH=(linspace(1,1,97))'.*CH;
polH= [CHH BH.*(-Q11) AH.*(-Q11.^2).-P3];    %POLINOMIO H-Q PARA DESPEJAR LA VELOCIDAD DE GIRO
velgiro=zeros(size(polH,1),1);
for i=1:size(polH,1),
    velgiro(i)=max(roots (polH(i,:)));
    if iscomplex(velgiro(i)),
        error('revisar');
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DE LA POTENCIA DE INSTANTÁNEA DE LA PAT%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Pt=(AP.*(Q11.^2).*velgiro.+BP.*Q11.*(velgiro.^2))./1000 ;    %P(kW) vs. Q(m3/s)

rendimiento=(1000.*Pt)./(P3.*Q11.*9.81.*1000);

```

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%CALCULO DE LA VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO%
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
CPP=(linspace(1,1,97))'.*0;
polPt=[AP.*velgiro BP.*(velgiro.^2) CPP];
caudalcero=zeros(size(polPt,1),1);
for i=1:size(polPt,1),
caudalcero(i)=max(roots (polPt(i,:)));
if iscomplex(caudalcero(i)),
error('revisar');
end
end
Hcero=AH.*(-caudalcero).^2.+BH.*(-caudalcero).*velgiro.+CH.*(velgiro.^2);
velembalamiento=velgiro.*((P3./Hcero).^0.5);
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%CALCULO DEL PRECIO DE LA ENERGIA POR TARIFAS%
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
Tarifa1= 0.116188; % €/kWh (mañana)
Tarifa2= 0.103944; % €/kWh (tarde)
Tarifa3= 0.078353; % €/kWh (noche)
IEE= 0.05113; % Impuesto Especial Energía
IVA= 0.21; % IVA
diaslaborables= 252;
diasfestivos= 113;
Ediaria=sum(Pt)./4 % energía diraria en kWh/dia
Eanual=Ediaria*365 % energia anual en kWh/año
AHORROANUALAPROX=Eanual*0.1*(1+IEE)*(1+IVA)
```

```
%DIA LABORABLE: 6xP1/10xP2/8xP3
```

```
Preciodialab1=sum(Pt(73:97)).*Tarifa1);
Preciodialab2=sum(Pt(1:40)).*Tarifa2);
Preciodialab3=sum(Pt(41:72)).*Tarifa3);
Preciodialaborable=((Preciodialab1+Preciodialab2+Preciodialab3)*((1+IVA)*(1+IEE))/4);
```

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

%DIA FESTIVO: 6xP2/18xP3

Preciodiafes2=sum(Pt(1:72).*Tarifa2);

Preciodiafes3=sum(Pt(73:97).*Tarifa3);

Preciodiafestivo=((Preciodiafes2+Preciodiafes3)*((1+IVA)*(1+HEE))/4);

%AHORRO ENERGETICO ANUAL

AHORROANUAL=Preciodialaborable*diaslaborables+Preciodiafestivo*diasfestivos

2.2. SAN ANTON

%%%

%OBTENCIÓN DE DATOS DE PARTIDA: CAUDALES Y PRESIONES%

%%%

datos={ANTON CAUDALES.csv', ANTON PRESIONES MAXIMAS.csv', ANTON PRESIONES MINIMAS.csv'}

caudales=csvread(datos{1},1,0);

Q=caudales(:,2);

T=caudales(:,1);

caudales=ajustarectaspp(T,Q); %Ajuste de rectas a los caudales en horas y m3/s

presionesmaximas=csvread(datos{2},1,0);

Pmax=presionesmaximas(:,2);

Tmax=presionesmaximas(:,1);

ajustePmax = ajustarectaspp(Tmax,Pmax); %Ajuste de rectas a la presión máxima en mca

presionesminimas=csvread(datos{3},1,0);

Pmin=presionesminimas(:,2);

Tmin=presionesminimas(:,1);

ajustePmin=ajustarectaspp(Tmin,Pmin); %Ajuste de rectas a la presión mínima en mca

Tfino=(0:0.25:24)';

Q11=ppval(caudales,Tfino)./3600; % Caudal instantáneo en (m3/s)

Q1=ppval(caudales,Tfino);

P1=ppval(ajustePmax,Tfino);

P2=ppval(ajustePmin,Tfino);

P3=P1.-P2; %Salto neto disponible en (m)

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

%%

%PUNTO DE DISEÑO DE LA PAT%

%%

%Hinst=quantile (P3, 0.50) % (m) cuantil 80 de los saltos netos disponibles

%Qinst=quantile (Q1, 0.50)/3600 % (m3/s) cuantil 80 de los caudal disponibles

Hinst=mean (P3) % (m) media de los saltos netos disponibles

Qinst=mean (Q1)/3600 % (m3/s) media de los caudales disponibles

%Hinst=min (P3) % (m) mínimo de los saltos netos disponibles

%Qinst=min (Q1)/3600 % (m3/s) mínimo de los caudales disponibles

%%

%PUNTO OPTIMO DE LA BOMBA%

%%

Qp = 110/3600 % (m3/s) VALOR DE CAUDAL DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

Hp = 15 % (m) VALOR DEL SALTO NETO DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

rendp = 0.73 % VALOR DEL RENDIMIENTO DE LA BOMBA EN SU PUNTO OPTIMO, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

velespe = 1450 % (rpm)VELOCIDAD DE GIRO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

%%

%PUNTO OPTIMO DE LA BOMBA COMO TURBINA, PAT%

%%

omegap=(velespe*((Qp*1000)^0.5))/((1673*Hp)) % velocidad específica del metodo como bomba

Hturb=1.21*Hp*(rendp^(-0.8))*(1+(0.6+log(omegap))^2)^0.3 % (m) Altura de la PAT en su maxima eficiencia

Qturb=1.21*Qp*(rendp^(-0.25)) % (m3/s) Caudal de la PAT en su maxima eficiencia

difH=Hinst-Hturb % (m) diferencia entre salto neto instalación y PAT (debe ser cero)

difQ=(Qinst-Qturb)*3600 % (m3/h) Diferencia entre caudal instalación y caudal optimo PAT (debe ser cero)

% LA MENOR DIFERENCIA para la MEDIA de caudales y salto neto ESTE CASO ES:Etaline 100-100-250; n = 1450 rpm; phi 252

% aqui la producción anual es 6.74e4 kWh/año y la velocidad máxima (noche) llega a 1401 rpm

rendturb=0.95*(rendp^0.7)*((1+(0.5+log(omegap))^2)^-0.25) % rendimiento de la PAT en su punto de maxima eficiencia

Pturb=Hturb*Qturb*rendturb*9.81*1000 % (W) Potencia de la PAT en su punto de maxima eficiencia

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%COEFICIENTES ADIMENSIONALES PARA FUERA DEL PUNTO OPTIMO%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Pendiente y curvatura de las curvas características de la PAT

Et= 0.6+(1.2*((omegap)^0.5) );
E2t= 0.76+(2.1*((omegap)^0.5) );

% Coeficientes de la curva H-Q

AH= E2t*Hturb/(2*Qturb);
BH= (Et-E2t)*Hturb/(Qturb*velespe);
CH= ((1-Et+E2t/2)*Hturb)/(velespe^2);

% Coeficientes de la curva P-Q

AP= Et*Pturb/(velespe*Qturb^2);
BP= ((1-Et)*Pturb)/(Qturb*velespe^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA PAT%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Ht=AH.*(-Qpme).^2.+BH.*(-Qpme).*velespturb.+CH.*(velespturb.^2);    %H(m) vs. Q(m3/s)

CHH=(linspace(1,1,97))'.*CH;
polH= [CHH BH.*(-Q11) AH.*(-Q11.^2).-P3];    %POLINOMIO H-Q PARA DESPEJAR LA VELOCIDAD DE GIRO
velgiro=zeros(size(polH,1),1);
for i=1:size(polH,1),
    velgiro(i)=max(roots (polH(i,:)));
    if iscomplex(velgiro(i)),
        error('revisar');
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DE LA POTENCIA DE INSTANTÁNEA DE LA PAT%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Pt=(AP.*(Q11.^2).*velgiro.+BP.*Q11.*(velgiro.^2))./1000 ;    %P(kW) vs. Q(m3/s)

rendimiento=(1000.*Pt)./(P3.*Q11.*9.81.*1000);

```

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%CALCULO DE LA VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO%
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
CPP=(linspace(1,1,97))'.*0;
polPt=[AP.*velgiro BP.*(velgiro.^2) CPP];
caudalcero=zeros(size(polPt,1),1);
for i=1:size(polPt,1),
caudalcero(i)=max(roots (polPt(i,:)));
if iscomplex(caudalcero(i)),
error('revisar');
end
end
Hcero=AH.*(-caudalcero).^2.+BH.*(-caudalcero).*velgiro.+CH.*(velgiro.^2);
velembalamiento=velgiro.*((P3./Hcero).^0.5);
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%CALCULO DEL PRECIO DE LA ENERGIA POR TARIFAS%
```

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
Tarifa1= 0.116188; % €/kWh (mañana)
Tarifa2= 0.103944; % €/kWh (tarde)
Tarifa3= 0.078353; % €/kWh (noche)
IEE= 0.05113; % Impuesto Especial Energía
IVA= 0.21; % IVA
diaslaborables= 252;
diasfestivos= 113;
Ediaria=sum(Pt)./4 % energía diraria en kWh/dia
Eanual=Ediaria*365 % energia anual en kWh/año
AHORROANUALAPROX=Eanual*0.1*(1+IEE)*(1+IVA)
```

```
%DIA LABORABLE: 6xP1/10xP2/8xP3
```

```
Preciodialab1=sum(Pt(73:97)).*Tarifa1);
Preciodialab2=sum(Pt(1:40)).*Tarifa2);
Preciodialab3=sum(Pt(41:72)).*Tarifa3);
Preciodialaborable=((Preciodialab1+Preciodialab2+Preciodialab3)*((1+IVA)*(1+IEE))/4);
```

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

%DIA FESTIVO: 6xP2/18xP3

Preciodiafes2=sum(Pt(1:72).*Tarifa2);

Preciodiafes3=sum(Pt(73:97).*Tarifa3);

Preciodiafestivo=((Preciodiafes2+Preciodiafes3)*((1+IVA)*(1+HEE))/4);

%AHORRO ENERGETICO ANUAL

AHORROANUAL=Preciodialaborable*diaslaborables+Preciodiafestivo*diasfestivos

2.3. LA ALJORRA

%%%

%OBTENCIÓN DE DATOS DE PARTIDA: CAUDALES Y PRESIONES%

%%%

datos={ALJORRA CAUDALES.csv', ALJORRA PRESIONES MAXIMAS.csv', ALJORRA PRESIONES MINIMAS.csv'}

caudales=csvread(datos{1},1,0);

Q=caudales(:,2);

T=caudales(:,1);

caudales=ajustarectaspp(T,Q); %Ajuste de rectas a los caudales en horas y m3/s

presionesmaximas=csvread(datos{2},1,0);

Pmax=presionesmaximas(:,2);

Tmax=presionesmaximas(:,1);

ajustePmax = ajustarectaspp(Tmax,Pmax); %Ajuste de rectas a la presión máxima en mca

presionesminimas=csvread(datos{3},1,0);

Pmin=presionesminimas(:,2);

Tmin=presionesminimas(:,1);

ajustePmin=ajustarectaspp(Tmin,Pmin); %Ajuste de rectas a la presión mínima en mca

Tfino=(0:0.25:24)';

Q11=ppval(caudales,Tfino)/3600; % Caudal instantáneo en (m3/s)

Q1=ppval(caudales,Tfino);

P1=ppval(ajustePmax,Tfino);

P2=ppval(ajustePmin,Tfino);

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

```

P3=P1.-P2;                                %Salto neto disponible en (m)

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%PUNTO DE DISEÑO DE LA PAT%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Hinst=quantile (P3, 0.50)                 % (m) cuantil 80 de los saltos netos disponibles
%Qinst=quantile (Q1, 0.50)/3600           % (m3/s) cuantil 80 de los caudal disponibles

Hinst=mean (P3)                           % (m) media de los saltos netos disponibles
Qinst=mean (Q1)/3600                       % (m3/s) media de los caudales disponibles

%Hinst=min (P3)                           % (m) mínimo de los saltos netos disponibles
%Qinst=min (Q1)/3600                       % (m3/s) mínimo de los caudales disponibles

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%PUNTO OPTIMO DE LA BOMBA%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Qp = 25/3600                               % (m3/s) VALOR DE CAUDAL DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO
Hp = 12                                     % (m) VALOR DEL SALTO NETO DEL MAXIMO RENDIMIENTO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO
rendp = 0.70                               % VALOR DEL RENDIMIENTO DE LA BOMBA EN SU PUNTO OPTIMO, A INTRODUCIR DEL CATALOGO
velespe = 1450                             % (rpm)VELOCIDAD DE GIRO DE LA BOMBA, A INTRODUCIR DEL CATALOGO

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%PUNTO OPTIMO DE LA BOMBA COMO TURBINA, PAT%

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

omegap=(velespe*((Qp*1000)^0.5))/((1673*Hp)) % velocidad especifica del metodo como bomba
Hturb=1.21*Hp*(rendp^(-0.8))*(1+(0.6+log(omegap))^2)^0.3 % (m) Altura de la PAT en su maxima eficiencia
Qturb=1.21*Qp*(rendp^(-0.25))              % (m3/s) Caudal de la PAT en su maxima eficiencia

difH=Hinst-Hturb                          % (m) diferencia entre salto neto instalación y PAT (debe ser cero)
difQ=(Qinst-Qturb)*3600                   % (m3/h) Diferencia entre caudal instalación y caudal optimo PAT (debe ser cero)

% LA MENOR DIFERENCIA para la MEDIA de caudales y salto neto ESTE CASO ES:Etaline 100-100-250; n = 1450 rpm; phi 252
% aqui la producción anual es 6.74e4 kWh/año y la velocidad máxima (noche) llega a 1401 rpm

rendturb=0.95*(rendp^0.7)*((1+(0.5+log(omegap))^2)^-0.25) % rendimiento de la PAT en su punto de maxima eficiencia
Pturb=Hturb*Qturb*rendturb*9.81*1000      % (W) Potencia de la PAT en su punto de maxima eficiencia

```

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%COEFICIENTES ADIMENSIONALES PARA FUERA DEL PUNTO OPTIMO%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Pendiente y curvatura de las curvas características de la PAT

Et= 0.6+(1.2*((omegap)^0.5)) ;
E2t= 0.76+(2.1*((omegap)^0.5)) ;

% Coeficientes de la curva H-Q

AH= E2t*Hturb/(2*Qturb);
BH= (Et-E2t)*Hturb/(Qturb*velespe);
CH= ((1-Et+E2t/2)*Hturb)/(velespe^2);

% Coeficientes de la curva P-Q

AP= Et*Pturb/(velespe*Qturb^2);
BP= ((1-Et)*Pturb)/(Qturb*velespe^2);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DE LA VELOCIDAD DE GIRO DE LA PAT%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%Ht=AH.*(-Qpme).^2.+BH.*(-Qpme).*velespturb.+CH.*(velespturb.^2);    %H(m) vs. Q(m3/s)

CHH=(linspace(1,1,97))'.*CH;
polH= [CHH BH.*(-Q11) AH.*(-Q11.^2).-P3];    %POLINOMIO H-Q PARA DESPEJAR LA VELOCIDAD DE GIRO
velgiro=zeros(size(polH,1),1);
for i=1:size(polH,1),
    velgiro(i)=max(roots (polH(i,:)));
    if iscomplex(velgiro(i)),
        error('revisar');
    end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DE LA POTENCIA DE INSTANTÁNEA DE LA PAT%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Pt=(AP.*(Q11.^2).*velgiro.+BP.*Q11.*(velgiro.^2))./1000 ;    %P(kW) vs. Q(m3/s)

rendimiento=(1000.*Pt)./(P3.*Q11.*9.81.*1000);
```

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DE LA VELOCIDAD DE EMBALAMIENTO%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

CPP=(linspace(1,1,97))'.*0;
polPt=[AP.*velgiro BP.*(velgiro.^2) CPP];
caudalcerero=zeros(size(polPt,1),1);
for i=1:size(polPt,1),
caudalcerero(i)=max(roots (polPt(i,:)));
if iscomplex(caudalcerero(i)),
error('revisar');
end
end
Hcero=AH.*(-caudalcerero).^2.+BH.*(-caudalcerero).*velgiro.+CH.*(velgiro.^2);
velembalamiento=velgiro.*((P3./Hcero).^0.5);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%CALCULO DEL PRECIO DE LA ENERGIA POR TARIFAS%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Tarifa1= 0.116188; % €/kWh (mañana)
Tarifa2= 0.103944; % €/kWh (tarde)
Tarifa3= 0.078353; % €/kWh (noche)
IEE= 0.05113; % Impuesto Especial Energía
IVA= 0.21; % IVA
diaslaborables= 252;
diasfestivos= 113;
Ediaria=sum(Pt)./4 % energía diraria en kWh/dia
Eanual=Ediaria*365 % energia anual en kWh/año
AHORROANUALAPROX=Eanual*0.1*(1+IEE)*(1+IVA)

%DIA LABORABLE: 6xP1/10xP2/8xP3

Preciodialab1=sum(Pt(73:97)).*Tarifa1);
Preciodialab2=sum(Pt(1:40)).*Tarifa2);
Preciodialab3=sum(Pt(41:72)).*Tarifa3);
Preciodialaborable=((Preciodialab1+Preciodialab2+Preciodialab3)*((1+IVA)*(1+IEE))/4);
```

ANEXO 2: script GENERADOS PARA EL CALCULO DE LAS PATs

%DIA FESTIVO: 6xP2/18xP3

Preciodiafes2=sum(Pt(1:72).*Tarifa2);

Preciodiafes3=sum(Pt(73:97).*Tarifa3);

Preciodiafestivo=((Preciodiafes2+Preciodiafes3)*((1+IVA)*(1+HEE))/4);

%AHORRO ENERGETICO ANUAL

AHORROANUAL=Preciodialaborable*diaslaborables+Preciodiafestivo*diasfestivos