



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

ESTUDIO DE UN APROVECHAMIENTO HIDRÁULICO PARA UNA CENTRAL MINIHIDRÁULICA

Alumno: Carlos Fernández Díaz

Tutor: Prof. D. Bartolomé Carrasco Hurtado
Depto.: Ingeniería Gráfica, Diseño y Proyectos



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

ESTUDIO DE UN APROVECHAMIENTO HIDRÁULICO PARA UNA CENTRAL MINIHIDRÁULICA

Alumno: Carlos Fernández Díaz

Tutor: Prof. D. Bartolomé Carrasco Hurtado
Depto.: Ingeniería Gráfica, Diseño y Proyectos

1.	RESUMEN	5
2.	INTRODUCCIÓN	5
3.	OBJETIVOS DEL ESTUDIO	19
4.	SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO.....	19
4.1.	Los embalses en la provincia de Cádiz.....	19
4.1.1.	El Embalse de Zahara de la Sierra	20
5.	CÁLCULOS PREVIOS	24
5.1.	Horas de funcionamiento.....	24
5.2.	Cálculo del caudal	24
5.3.	Cálculo de altura bruta y potencia bruta.....	25
5.4.	Tubería forzada.....	26
5.5.	Cálculo de pérdidas	27
5.5.1.	Pérdidas primarias.....	27
5.5.2.	Pérdidas secundarias:	29
5.6.	Altura neta y presión de diseño	32
5.7.	Golpe de ariete.....	32
5.8.	Espesor de la tubería.....	36
5.9.	Dilatación de la tubería.....	37
5.10.	Potencia neta, potencia útil y rendimientos	38
6.	SELECCIÓN Y DISEÑO DE LA TURBINA.....	39
6.1.	Selección de la turbina.....	39
6.1.1.	Generador síncrono. Velocidad de sincronismo.....	42
6.1.2.	Potencia específica	43
6.1.3.	Turbina Francis	44
6.2.	Diseño de la turbina Francis	46
6.2.1.	Predimensionado de la turbina Francis	46
6.2.2.	Diseño del rodete	47
6.2.3.	Trazado del perfil hidráulico.....	49

6.2.4.	Aristas y diámetros de entrada y salida	51
6.2.5.	Ancho del álabe.....	54
6.2.6.	Número de álabes del rodete	55
6.3.	Cámara espiral	55
6.3.1.	Introducción	55
6.3.2.	Diseño de la cámara espiral.....	57
6.4.	Distribuidor.....	58
6.4.1.	Introducción	58
6.4.2.	Distribuidor Fink y sus tipos de regulación.....	59
6.4.3.	Diseño del distribuidor Fink.....	60
6.5.	Diseño del tubo de aspiración.....	64
6.5.1.	Introducción	64
6.5.2.	Diseño del tubo de aspiración	65
6.6.	Triángulos de velocidad.....	66
6.6.1.	Entrada	66
6.6.2.	Salida.....	68
7.	CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS.....	69
8.	IMPACTO AMBIENTAL	74
8.1.	Fase de construcción.....	75
8.2.	Fase de funcionamiento	76
9.	CONCLUSIONES	76
10.	ANEXO DE FIGURAS	78
11.	ANEXO DE TABLAS	81
12.	BIBLIOGRAFÍA	81

1. RESUMEN

El objeto del presente Trabajo de Fin de Grado es analizar la viabilidad de instalación de una minicentral hidroeléctrica en el embalse de Zahara de la Sierra, en la provincia de Cádiz. Para el desarrollo del proyecto se han puesto en práctica los conocimientos adquiridos en las asignaturas de fluidomecánica dentro de la titulación de Grado en Ingeniería Mecánica. Una vez comprobada dicha viabilidad, se ha diseñado el tipo de turbina más adecuada para este proyecto con el fin de aprovechar las características del embalse escogido. Para el desarrollo de este estudio, ha sido necesario recabar y analizar información relativa a datos hidrográficos, así como el acceso a bibliografía específica.

2. INTRODUCCIÓN

El interés por las energías renovables junto con la imperiosa necesidad de hacer un planeta más sostenible, me ha llevado a la elección de esta temática. El alarmante cambio climático, junto con las nocivas consecuencias que para el ser humano están teniendo el uso indiscriminado de recursos naturales y la pésima gestión de determinados residuos, merecen poner el foco de atención en el uso, entre otras cuestiones, de reservas naturales renovables del entorno, como es el caso del agua.

En este apartado se hace una aproximación a los dos grandes bloques de conocimiento que conforman este estudio: la energía hidráulica y las minicentrales hidráulicas.

2.1. Aproximación a la energía hidráulica.

2.1.1. La energía hidráulica y sus características.

La energía hidráulica aprovecha el movimiento del agua para generar electricidad, al transformar la energía cinética en energía eléctrica. Esto ocurre por la fuerza de la caída del agua desde el embalse hasta la turbina conectada a un generador.

Según el Plan de energías Renovables 2011-2020, estas minicentrales hidráulicas han empezado a competir con el mercado eléctrico a partir del 2015, periodo que se muestra en la tabla 2.1.

	Hasta 2020	2021-2030	Después 2030
Minihidráulica	2015		
Eólica terrestre	2017		
Eólica marina	2020		
Fotovoltaica suelo		2023	
Geotermia convencional		2024	
Fotovoltaica techo		2024	
Solar termoelectrica		2026	
Energías del mar		2026	
Biomasa b.8.2		2027	
Residuos		2028	
Biogás >50 Nm3/m3			>2030
Biomasa b.6.2, b.6.3, b.8.1			>2040
Geotermia estimulada (EGS)			>2040
Biogás >30 Nm3/m3			>>2050
Biomasa b.6.1			>>2050
Biogás >12 Nm3/m3			>>2050

Tabla 2.1 Entrada en competitividad de las tecnologías renovables eléctricas.

Según numerosos estudios, las ventajas que presenta la energía hidráulica sobre las energías convencionales, se pueden resumir en:

- Su gran disponibilidad, ya que es un recurso presente en numerosas zonas del planeta que permite una generación distribuida incrementado la autosuficiencia de la región
- No consume materias primas.
- Es sistema de generación muy eficiente y de muy buena calidad.
- Potencia el desarrollo normalmente de zonas rurales, generando riqueza y puestos de trabajo en su construcción, mantenimiento, explotación y actividades alternativas de ocio.
- No generan daños colaterales contaminantes.

2.1.2. Usos de la energía hidráulica

a) Antecedentes

Los pueblos milenarios ya conocían la fuerza del agua, energía cinética del agua o energía hidráulica, sus beneficios y diversos usos. La primera constancia del aprovechamiento de la energía hidráulica data del siglo III a.c, fue inventada por el griego Filón de Bizancio y conocida por el nombre de noria elevadora de agua que se utilizaba para bombear agua. Posteriormente, en el siglo I a.c el ingeniero romano Marco Vitruvio, que a su vez fue el arquitecto de Julio César, descubrió la rueda hidráulica con eje horizontal y

disco vertical que se utilizaba para moler granos de trigo. Ya en el siglo XII, durante la Edad Media, las grandes ruedas hidráulicas de madera desarrollaban una potencia máxima de 50 caballos y en el siglo XVIII el ingeniero John Smeaton ideó la primera gran rueda hidráulica fabricada con hierro. Fue con la primera Revolución Industrial, el momento en que esta energía comienza a utilizarse como recurso para producir electricidad. Con el perfeccionamiento técnico de las turbinas hidráulicas, a principios del siglo XX, es cuando su demanda crece considerablemente, mejorando la producción en eficacia y eficiencia, al optimizar las turbinas a través de diversos mecanismos que permiten adaptarlas a la altura del salto del agua.

b) Situación de la energía hidroeléctrica a nivel mundial

El tipo de energía renovable más utilizada en el mundo es la energía hidroeléctrica. Según los últimos datos proporcionados por IRENA (International Renewable Energy Agency), en 2018 un total de 2.351GW, es decir un tercio de la energía eléctrica total se generó por medio de renovables. El porcentaje de energía eléctrica generada según las fuentes se detallan en la figura 2.1.

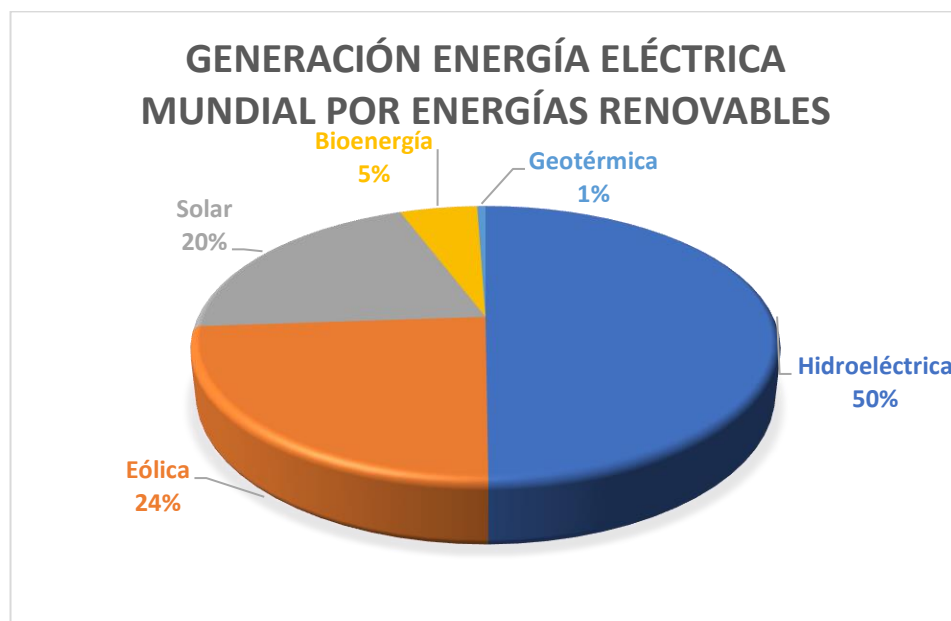


Figura 2.1 Generación mundial de energías renovables

Como se puede observar la energía hidráulica corresponde con el 50% de la producción de energía eléctrica mediante energías renovables, lo que significa el 17% de la producción mundial de energía eléctrica.

c) Situación en España

Los datos obtenidos de la Agencia Andaluza de Energía (figura 2.2), muestran que en España se ha consolidado un eficiente sistema de generación hidroeléctrica, no obstante, existe un gran potencial sin explotar que mejoraría la seguridad y la calidad del sistema eléctrico, reduciendo los costes y protegiendo el medio ambiente.

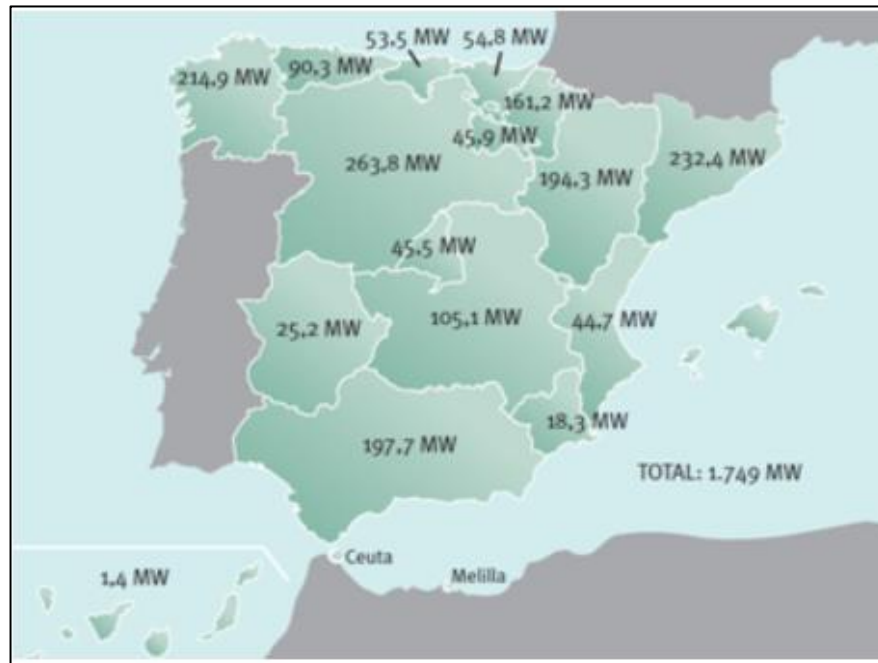


Figura 2.2 Desglose por CC.AA de la potencia total acumulada con CC.HH menores de 10 MW a finales del 2004. Fuente: IDAE

A continuación, se muestra una gráfica (figura 2.3) que refleja el peso de cada tecnología usada para la obtención de energía eléctrica en España en 2019 teniendo en cuenta tanto energías renovables como no renovables:

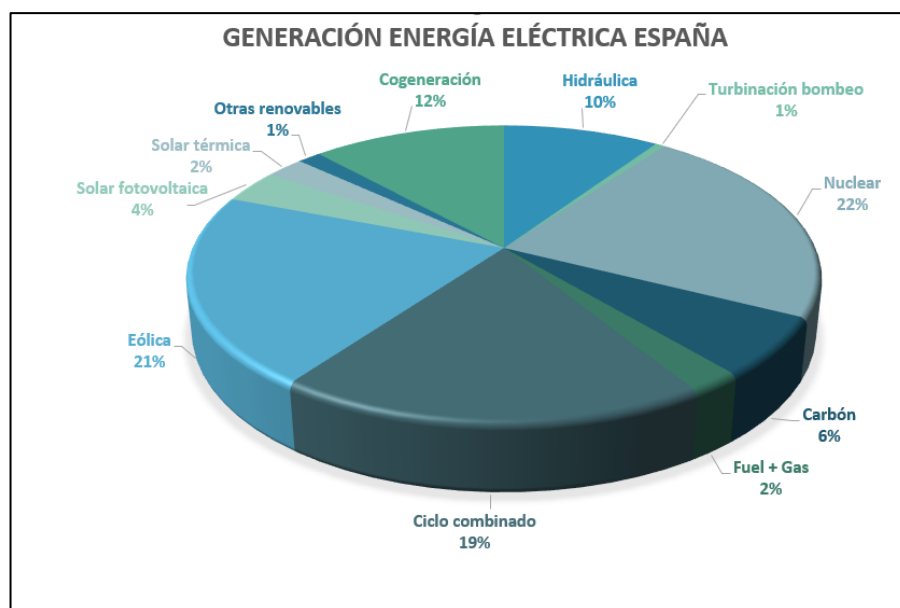


Figura 2.3 Generación energía eléctrica en España. Fuente: Agencia Andaluza de la Energía

Como se puede observar, la energía hidráulica es la segunda fuente de energía renovable (10%) por detrás de la energía eólica (21%).

d) Situación en Andalucía

Según consta en el informe de la Agencia Andaluza de la Energía (2019), sobre infraestructura energéticas 2019, en Andalucía la energía hidroeléctrica no presenta un desarrollo tan importante debido al clima seco de esta comunidad autónoma, que requiere que una gran parte del uso del agua sea para consumo humano y regadíos. Según esta Agencia, la mayor parte del potencial de este sector radica en la renovación de instalaciones antiguas y el aprovechamiento de presas sin explotación energética. Andalucía cuenta con 93 centrales en funcionamiento con un total de 620,81 MW. Las últimas centrales puestas en funcionamiento se sitúan en la provincia de Granada, ambas en 2018.

En las tablas 2.2 y 2.3 se muestran los datos de la potencia eléctrica obtenida en Andalucía por medio de energía renovables y su evolución en los años del 2009 a 2018.

Tecnología	Cádiz	Andalucía	% Provincia
Biogás Generación Eléctrica (*)	2,12	32,33	6,56 %
Biomasa Generación Eléctrica	0,00	227,98	0,00 %
Eólica (*)	1.309,29	3.324,61	39,37 %
Fotovoltaica (*)	74,83	899,72	8,32 %
Hidroeléctrica	9,89	620,81	1,59 %
Termosolar	100,00	997,40	10,03 %
Otras tecnologías renovables	0,00	4,5	0,00 %
TOTAL	1.496,13	6.107,35	24,51 %

Tabla 2.2 Datos de potencia eléctrica renovable en Andalucía (MW). Fuente: Agencia Andaluza de la Energía

Andalucía	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Biogás Generación Eléctrica (*)	19,83	23,50	26,27	26,27	27,69	29,82	29,82	30,75	30,75	31,53
Biomasa Generación Eléctrica	189,40	210,40	206,98	256,98	257,48	257,48	257,48	257,48	257,48	227,98
Eólica (*)	2.807,80	3.008,96	3.054,96	3.250,66	3.323,78	3.323,79	3.324,30	3.324,31	3.324,31	3.324,61
Fotovoltaica (*)	665,91	732,20	783,39	840,13	882,37	884,20	885,16	888,30	889,54	897,08
Hidroeléctrica (*)	605,03	617,32	617,32	617,28	617,39	617,39	620,68	620,68	620,68	620,81
Termosolar	131,11	330,91	697,80	947,50	997,40	997,40	997,40	997,40	997,40	997,40

Tabla 2.3. Evolución Anual potencia eléctrica renovable en Andalucía (MW). Fuente: Agencia Andaluza de la Energía

2.2. Las centrales hidroeléctricas

2.2.1. Concepto y tipos de centrales hidroeléctricas

Una central hidroeléctrica está formada por instalaciones y equipos que permiten transformar la energía potencial en mecánica y esta a su vez en eléctrica. La potencia eléctrica que se puede obtener en una central hidroeléctrica es proporcional al caudal de agua que se utiliza y a la altura del salto en aprovechamiento.

Fundamentalmente el terreno es el que va a determinar el tipo de central o minicentral hidráulica, puesto que de esto depende el tipo de obra y maquinaria que se va a emplear. No obstante, la clasificación de las centrales hidroeléctricas se puede establecer según la potencia, la orografía en la que se sitúen y la altura del salto de agua.

- a) Según la potencia con la que cuentan y la cantidad de energía eléctrica que puedan acumular, se clasifican en centrales hidroeléctricas de gran potencia o minicentrales hidroeléctricas. La potencia que genera cada una se muestra en la tabla 2.4.

TIPO Y DENOMINACIÓN	POTENCIA
Centrales hidroeléctricas de gran potencia	más de 10MW
Minicentrales hidroeléctricas	entre 1MW y 10MW
Microcentrales hidroeléctricas	menor de 1MW

Tabla 2.4 Tipos de centrales hidráulica según potencia eléctrica

- b) Dependiendo del tipo de aprovechamiento, existen cinco tipos de centrales:

- Centrales de agua fluyente

Las centrales de agua fluyente dependen del caudal del río (figura 2.4). Este caudal se capta hasta la turbina y tras ser turbinado es restituido al río. El principal hándicap de estas centrales es su dependencia del régimen de lluvias, ya que en épocas de sequía baja mucho la producción.

En la siguiente ilustración se muestra como es una central de agua fluyente:

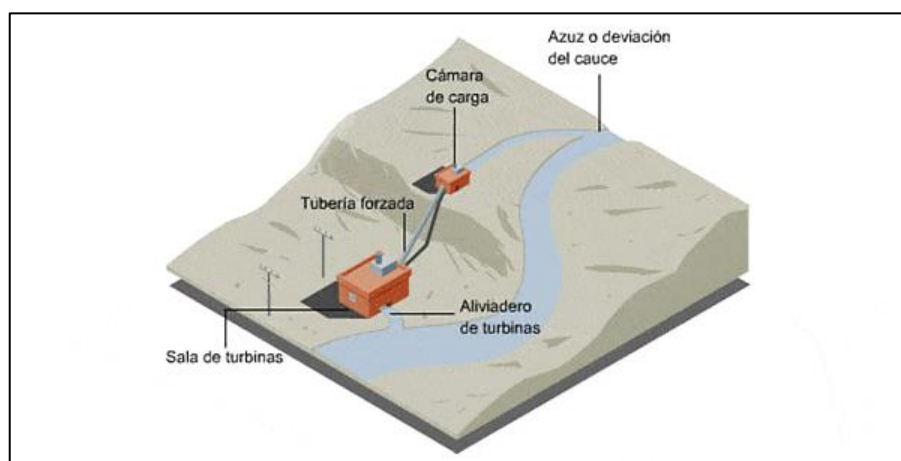


Figura 2.4 Central de agua fluyente

- Centrales de pie de presa

Este tipo de centrales (figura 2.5) aprovechan los desniveles de las presas. Los caudales de salida se regulan y son turbinados según el uso de la presa.

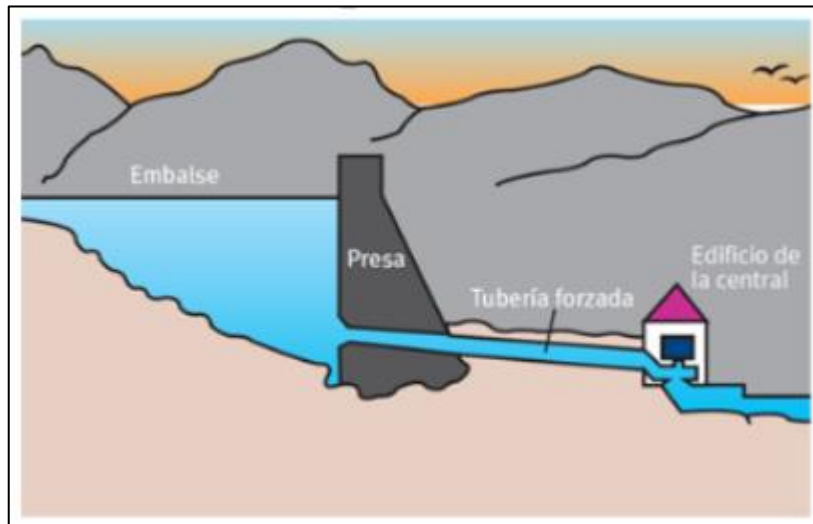


Figura 2.5 Central hidroeléctrica de pie de presa.

- Centrales reversibles o de bombeo

Se trata del aprovechamiento por acumulación del agua. Están formadas por dos embalses natural o artificial a distinto nivel, uno al pie de la central y el otro a una altura superior. Cuando la demanda eléctrica es baja, se bombea el agua del nivel bajo al alto, para cuando la demanda eléctrica es mayor turbinar dicha agua.

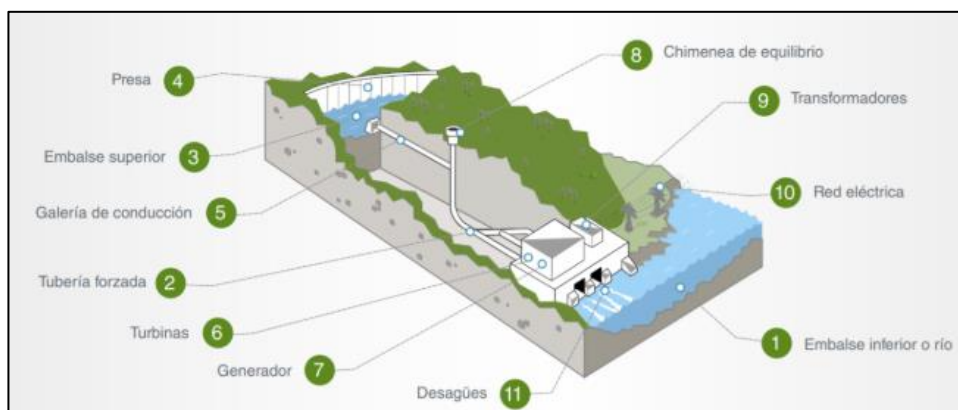


Figura 2.6 Central hidroeléctrica de bombeo.

- Centrales integradas en redes de aguas

Estas centrales se integran en canales de navegación y riego, redes de distribución de agua potable, etc. Se distinguen dos tipos de centrales dentro de este grupo:

- Aquellas que mediante una tubería paralela a la vía rápida del canal y utilizando el desnivel existente, conduce el agua hasta la central, devolviéndola posteriormente a un curso normal del canal.
- Aquellas que utilizan el desnivel existente entre el canal y el curso de un río cercano, turbinando las aguas excedentes en el canal.



Figura 2.7 Central hidroeléctrica de canal de riego.

- Centrales Mareomotrices:

Estas centrales utilizan las mareas y la energía del oleaje para generar electricidad.

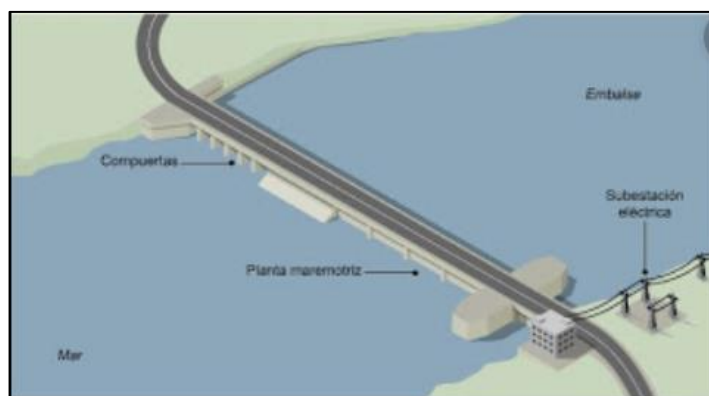


Figura 2.8 Central mareomotriz.

b) Según el salto de agua:

- Saltos de pequeña altura: Altura neta $H_n \leq 15\text{m}$
- Saltos de mediana altura: $15\text{m} \leq H_n \leq 50\text{m}$
- Saltos de gran altura: $H_n \geq 50\text{m}$

2.2.2. Funcionamiento de una central hidráulica.

A través de tuberías forzadas de alta presión, el agua retenida en una presa accede a una turbina en la que la velocidad del agua será transformada en energía. En definitiva, la potencia de una minicentral hidroeléctrica va a depender directamente de dos magnitudes: la altura del salto y el caudal de agua turbinado.

La estructura de una central hidráulica, se muestran en la figura 2.9, en ésta se detallan los siguientes elementos, ilustrando además su funcionamiento:

- Embalse (1). Acumulación artificial de agua.
- Presa (2). Es una barrera fabricada de piedra u hormigón que se construye con la finalidad de embalsar agua en un cauce fluvial para derivarla mediante canalizaciones de riego o abastecimiento o para la producción de energía.
- Tubería forzada (3). Lleva el agua a presión desde el canal o el embalse hasta la entrada de la turbina.
- Turbina hidráulica (4). Es una turbomáquina motora hidráulica, que aprovecha la energía de un fluido que pasa a través de ella para transformar la energía mecánica en eléctrica.
- Generador eléctrico (5). Dispositivo capaz de mantener una diferencia de potencial eléctrica entre dos de sus puntos (llamados polos o bornes) transformando la energía mecánica en eléctrica.
- Red eléctrica (6). Compuesta por:
 - Transformador. Máquina eléctrica que mantiene la potencia eléctrica al aumentar o disminuir la tensión en un circuito eléctrico de corriente alterna.
 - Líneas eléctricas. Conjunto de elementos del sistema de suministro que llevan la electricidad hasta los puntos de consumo.

Además, existen una serie de compuertas y válvulas hidráulicas que son mecanismos que sirven para regular el flujo de fluidos.

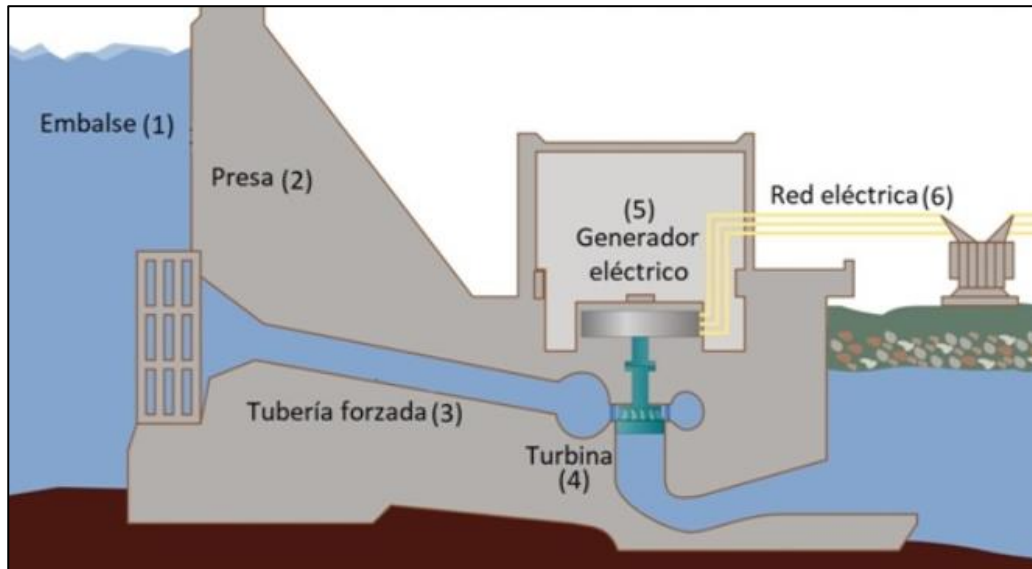


Figura 2.9 Estructura de una central minihidráulica.

2.2.3. Tipos de turbina.

La turbina es el elemento fundamental de la central, y es el objeto principal de nuestro estudio. Normalmente está situada subterráneamente, aquí el agua alcanza su máxima velocidad gracias a un movimiento rotacional, y es un generador eléctrico, el que transforma la energía mecánica en energía eléctrica.

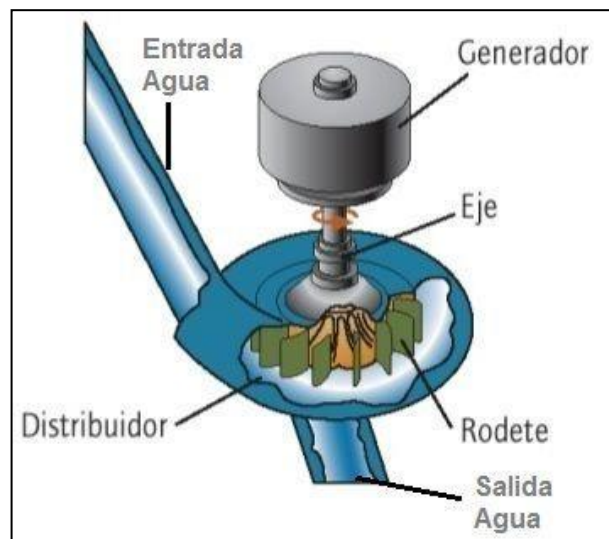


Figura 2.10 Turbina y generador eléctrico vista en corte

Se puede establecer la siguiente clasificación de las turbinas:

- a) Dependiendo de la dirección de entrada del agua en la turbina:
- Radial-axial: El agua entra de forma radial para salir paralela (axial) al eje de rotación.
 - Axial: El agua entra y sale paralela al eje de rotación.
 - Tangencial: El agua golpea en la periferia al rodete.

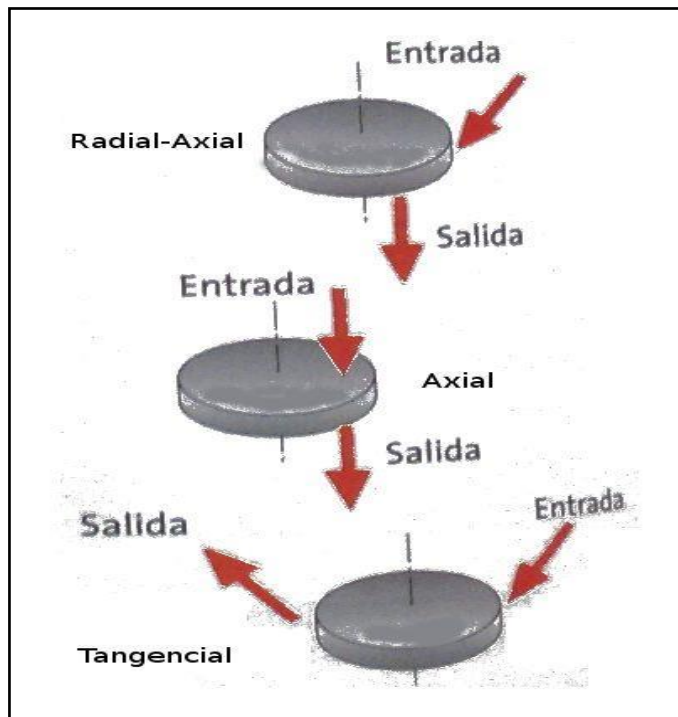


Figura 2.11 Tipos de turbinas según la dirección en la que entra el agua

- b) Según el grado de reacción: En cuanto a su forma de funcionar, es decir, cómo mueve el agua el eje de la turbina
- Turbinas de acción: Sólo aprovecha la velocidad del flujo de agua, por lo que interesa una gran altura de caída de agua.
 - Turbinas de reacción: Aprovechan la velocidad y la pérdida de presión del agua en el interior de la turbina, por lo que interesa un gran caudal para que al salir mueva con mucha fuerza el rodete.

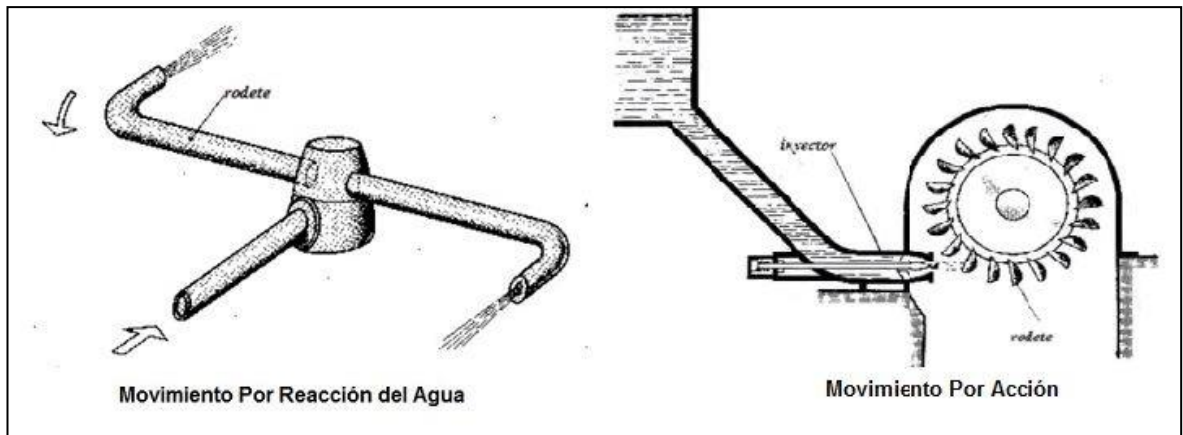


Figura 2.12 Tipos de turbinas según cómo mueve el agua el eje de la turbina

- c) En función del diseño del rotor de la turbina se pueden diferenciar los siguientes tipos de turbina: Pelton, Francis y Kaplan.
- Turbina Kaplan: turbinas de reacción de tipo axial, son como turbinas de hélice que además pueden variar el ángulo y las palas de la hélice durante su funcionamiento. Son más eficientes con grandes caudales y saltos de agua pequeños.



Figura 2.13 Turbina Kaplan

- Turbina Pelton: Son turbinas de acción de flujo transversal (turbina en disposición vertical) y admisión parcial. Están diseñadas para trabajar con saltos de agua muy grandes, pero con pequeños caudales.



Figura 2.14 Turbina Pelton

- Turbina Francis: turbinas hidráulicas de reacción y de flujo mixto. Diseñadas para saltos de agua y caudales medios. Esta turbina se puede utilizar en un gran repertorio de saltos y caudales de agua.



Figura 2.15 Turbina Francis

3. OBJETIVOS DEL ESTUDIO

Este estudio, ha estimado la viabilidad de la instalación de una minicentral hidroeléctrica en el embalse de Zahara. Se considera a esta central como minicentral, debido a que la potencia que va a poder verter a la red de suministro no excederá en ningún caso los 10 MW.

El objetivo principal de este estudio ha consistido en determinar que el embalse de Zahara posee un potencial eléctrico que puede ser aprovechado a través del diseño de una minicentral hidroeléctrica.

Para su determinación se han desarrollado los siguientes procesos:

- a. En primer lugar, se procedió a la selección del embalse sobre el que se va a llevar a cabo el estudio.
- b. Teniendo en cuenta las condiciones hidrológicas de la zona en la que se sitúa el embalse, se han calculado las condiciones hidráulicas en las que la minicentral tendrá que operar.
- c. Finalmente, el estudio de los distintos elementos mecánicos de la turbina: se ha seleccionado qué tipo de turbina instalar, se ha diseñado la cámara espiral, el distribuidor, rodete y el tubo de aspiración.

4. SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO.

4.1. Los embalses en la provincia de Cádiz

El proceso de selección del embalse siguió unos pasos, entre ellos fue decisivo la búsqueda y lectura de datos sobre los embalses de la provincia de Cádiz proporcionados por la Agencia Andaluza de Energía.

Según el informe sobre infraestructura energéticas en la provincia de Cádiz de la Agencia referida existen dos centrales hidráulicas en funcionamiento: Bornos y Hurones, tal y como se muestra en la tabla 4.1.

CENTRAL	MUNICIPIO	PROVINCIA	POTENCIA (MW)
Bornos	Arcos de la Frontera	Cádiz	4,64
Hurones	Jerez de la Frontera	Cádiz	5,25

Tabla 4.1 Hidroeléctricas en la provincia de Cádiz

Existen además diecisiete localizaciones de centrales minihidráulicas posibles, de ellas siete serían centrales que aprovecharían parte de las infraestructuras ya construidas en la propia presa (Centrales a Pie de Presa), y el resto serían Centrales de Tipo Fluyente. La tabla 4.2 muestra un resumen de la situación descrita.

Cádiz	Número	Potencia (kW)	Potencia (%)
Centrales estudiadas con posibilidad de recuperación	10	5.580	96
Centrales estudiadas con muy escasa posibilidad de recuperación	4	180	3*
Centrales sin posibilidad de recuperación	3	65	1*
Total	17	5.825	100

Tabla 4.2 Hidroeléctricas en la provincia de Cádiz

4.1.1. El Embalse de Zahara de la Sierra

El embalse que hemos estudiado es la presa de Zahara en la provincia de Cádiz. Este embalse situado entre los términos municipales de Zahara de la Sierra, El Gastor y Algodonales en el Parque Natural de la Sierra de Grazalema, en Cádiz. Pertenece a la Cuenca Atlántica Andaluza y su abastecimiento es realizado por parte del Río Guadalete contando con una superficie total de 723 ha.

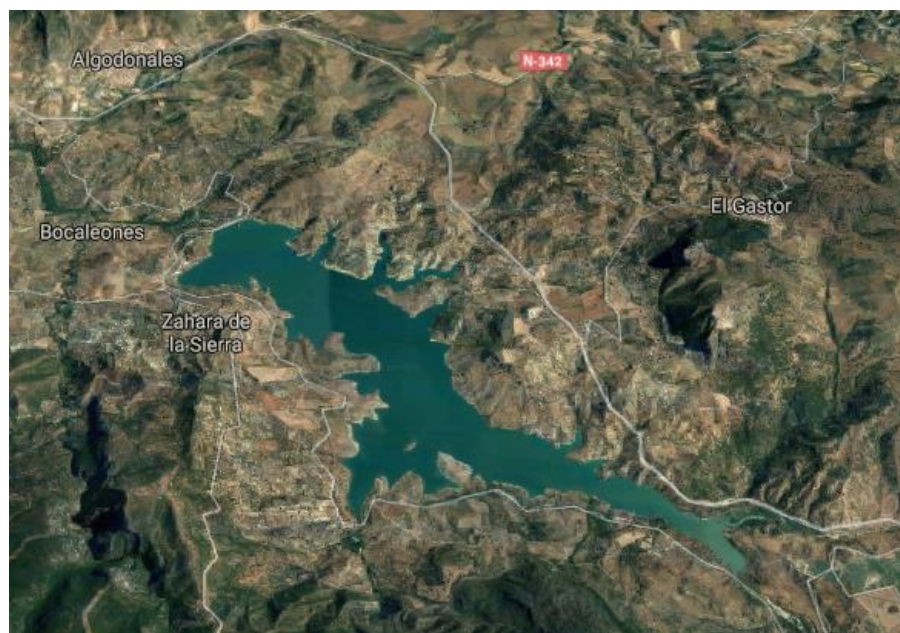


Figura 4.1 Embalse de Zahara de la Sierra



Figura 4.2 Vista aérea del embalse de Zahara de la Sierra

Los datos generales y técnicos del embalse se muestran en las tablas 4.3 y 4.4

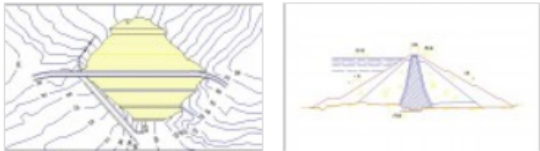
Nombre alternativo:	GASTOR, EL
Tipo de presa:	Materiales sueltos núcleo arcilla
Fase vida presa:	Explotación
Titular:	JUNTA DE ANDALUCÍA
Proyectista:	J. RAMIREZ VACAS
Categoría riesgo potencial:	A
Fecha finalización obras:	31/12/1992
Usos infraestructura:	Riego
Usuarios infraestructura:	---, ---, ---
Planos:	

Tabla 4.3 Datos generales del embalse.

Superficie de la cuenca hidrográfica (km²):	129 km ²
Aportación media anual (hm³):	72 hm ³
Precipitación media anual (mm):	1.379 mm
Caudal punta avenida de proyecto (m³/s):	1.100 m ³ /s
Cota coronación (m):	357 m
Altura desde cimientos (m):	82 m
Longitud de coronación (m):	420 m
Cota cimentación (m):	275 m
Cota del cauce en la presa (m):	280 m
Volumen del cuerpo presa (1000 m³):	1.900,33 1000 m ³
Superficie del embalse a NMN (ha):	723 ha
Capacidad a NMN (hm³):	223 hm ³
Cota del NMN (m):	352 m
Número total de aliviaderos en la presa:	1
Regulación aliviaderos:	No, Labio fijo.
Capacidad aliviaderos (m³/s):	515 m ³ /s
Número total de desagües en la presa:	1
Capacidad desagües (m³/s):	74 m ³ /s

Tabla 4.4 Datos técnicos del embalse.

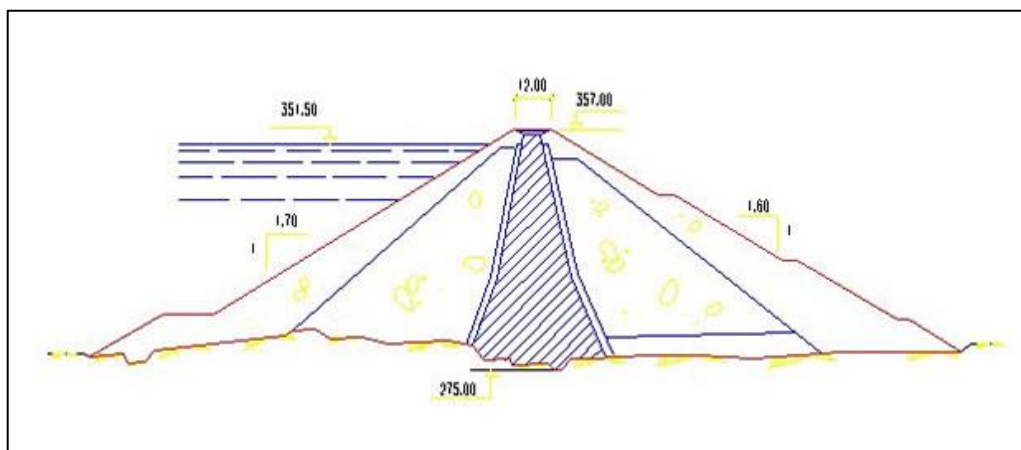


Figura 4.3 Plano de la sección del embalse de Zahara de la Sierra.

El embalse de Zahara no presenta, como se puede observar en la tabla 4.5, actividad hidráulica alguna.

Abastecimiento:	☐
Riego:	☒
Electricidad:	☐
Industrial:	☐
Pesca:	☒
Navegación:	☐
Baño:	☒
Pic-nic:	☒
Restaurantes:	☒

Tabla 4.5 Uso actual del pantano.

En las figuras 4.5 y 4.6, se puede observar tanto el volumen medio como la altura media del agua embalsada desde el año 2010 hasta el mes de Junio de 2019, fecha de inicio de este estudio. Los datos para realizar dichos estudios han sido facilitados muy amablemente por la Red Hidrosur.

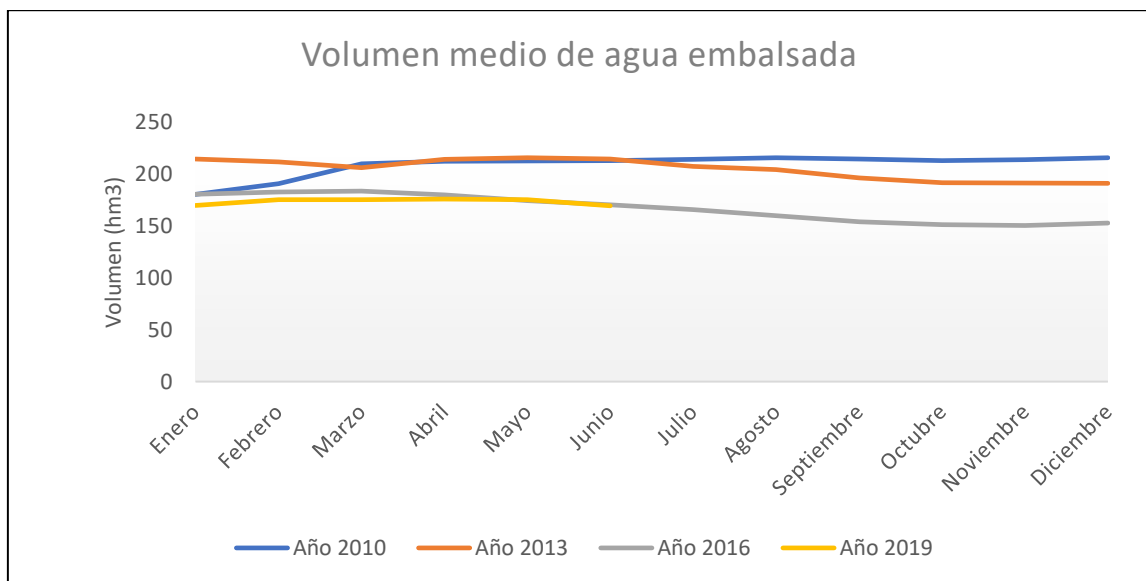


Figura 4.5 Volumen medio de agua embalsada en los años 2010 al 2019.

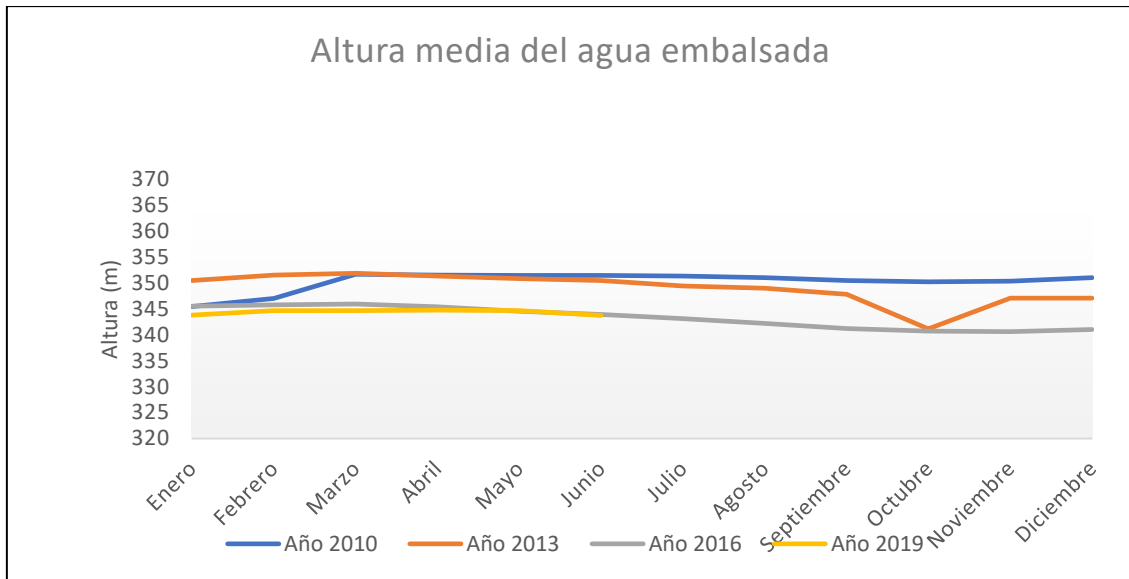


Figura 4.6 Altura media del agua embalsada en los años 2010 al 2019.

5. CÁLCULOS PREVIOS

5.1. Horas de funcionamiento

Las centrales minihidráulicas tienen el propósito de generar electricidad en los picos de demanda de ésta, por lo que el precio de su venta será lo más alto posible, debido a esto son centrales que trabajan durante cortos periodos de tiempo.

En las bibliografías consultadas, la estimación de horas de funcionamiento de estas centrales, es de 2000 a 3500 horas, ya que esta instalación turbinará un caudal no muy elevado, pero si lo hará durante un tiempo prolongado. Hay que tener en cuenta el uso del embalse para regadío, tal y como se muestra en la tabla 4.5 de datos del embalse

5.2. Cálculo del caudal

Para obtener el caudal en m^3/s que recibe el embalse de Zahara, debemos de tener en cuenta la cantidad de agua que aportan al embalse las precipitaciones y el río Guadalete, tal y como vemos a continuación:

- Precipitaciones

Según los datos recibidos por la red Hidrosur, la cantidad de agua aportada por las precipitaciones al embalse es la siguiente:

$$Lluvia = 661,2 \frac{l}{m^2 \cdot \text{año}} ; \text{ Superficie embalse} = 723 \text{ ha}$$

$$\text{Superficie embalse} = 723 \text{ ha} \cdot \frac{10000 m^2}{1 \text{ ha}} = 7,23 \cdot 10^6 m^2$$

Por lo tanto:

$$Q_{lluvia} = 661,2 \frac{l}{m^2 \cdot \text{año}} \cdot 7,23 \cdot 10^6 m^2 = 4,78 \cdot 10^9 \frac{l}{\text{año}}$$

$$Q_{lluvia} = 0,1516 \frac{m^3}{s}$$

- Río Guadalete

Según los datos recibidos por la red Hidrosur, la cantidad de agua aportada por el río Guadalete al embalse es la siguiente:

$$Q_{río} = 73,74 \frac{hm^3}{\text{año}} \rightarrow Q_{río} = 2,338 \frac{m^3}{s}$$

- Caudal total

Partiendo de los datos anteriores, obtenemos el caudal total que se aporta al embalse:

$$Q = Q_{lluvia} + Q_{río} \quad (5.1)$$

$$Q = 2,4896 \frac{m^3}{s}$$

5.3.Cálculo de altura bruta y potencia bruta

Una vez obtenidos los datos del caudal aportado al embalse podemos comenzar a calcular las alturas y potencias de nuestra instalación.

- Altura bruta (H_b)

$$H_b = H_{media} - H_{toma} \quad (5.2)$$

$$H_b = 346,56 - 295 \rightarrow H_b = 51.56 \text{ m}$$

- Potencia ($\dot{W}_b$)

$$\dot{W}_b = \rho \, g \, Q \, H_b \quad (5.3)$$

$$\dot{W}_b = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,4896 \cdot 51,56$$

$$\dot{W}_b = 1259,25 \, KW$$

5.4. Tubería forzada

La tubería forzada es la conducción que se encarga de transportar el agua desde la toma de agua del embalse hasta la entrada al sistema de alimentación de la turbina. Esta tubería debe soportar grandes presiones y el material más común utilizado para su construcción en la actualidad es el acero. Las construidas tiempo atrás eran de cemento, pero debido a su gran rugosidad generaban una gran pérdida de carga, superior al rango óptimo en el que deben estar comprendidas (2 % y 5 % de la altura bruta).

Fundamentalmente el diseño de las tuberías forzadas trata de ser el punto de equilibrio donde el coste de la construcción, garantice la seguridad de soportar tanto sobrepresiones por el fenómeno del golpe de ariete que se estudiará a continuación como la de que sus pérdidas de carga sean las mínimas posibles y estén dentro del rango anteriormente definido.

Existen diversos métodos para obtener el diámetro económico de la tubería forzada, en este caso hemos utilizado la expresión que aparece en el texto de Merino Azcárraga.

$$D = C \cdot Q^{0,43} \cdot H_b^{-0,14} ; \quad C = \begin{cases} 1,26 \rightarrow \text{Precios bajos de energía} \\ 1,43 \rightarrow \text{Precios altos de energía} \end{cases} \quad (5.4)$$

$$D = 1,43 \cdot 2,4896^{0,43} \cdot 51,56^{-0,14} \rightarrow D = 1,219 \, m = 1219 \, mm$$

Para construir la instalación hemos elegido un diámetro normalizado para tubos en acero soldado:

$$D_{\text{normalizado}} = 1250 \, mm$$

5.5.Cálculo de pérdidas

Para poder cuantificar las pérdidas de carga de la tubería forzada es necesario conocer la velocidad a la que el agua circula a través de la misma. Al tener un diámetro de 1200 mm la velocidad del agua será:

$$v = \frac{Q}{S} ; S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \rightarrow S = \frac{\pi \cdot 1,25^2}{4} = 1.227 \text{ m}^2$$
$$v = \frac{2,4896}{1.227} \rightarrow v = 2,029 \text{ m/s}$$

Antes de comenzar a calcular las pérdidas que se producen en la tubería forzada, hay que señalar que existen dos tipos de pérdidas: Pérdidas primarias y pérdidas secundarias.

5.5.1. Pérdidas primarias

Las pérdidas primarias se deben fundamentalmente a la rugosidad de la tubería y al régimen del flujo que circula por ella.

Dichas pérdidas las calcularemos mediante la ecuación de Darcy-Weissbach:

$$H_{r,primarias} = \frac{\lambda \cdot L \cdot v^2}{D \cdot 2 \cdot g} \quad (5.5)$$

Para poder conocer λ debemos calcular el número de Reynolds que nos proporcionará la información del régimen con el que el flujo circula por la tubería forzada:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} ; \nu: \text{Viscosidad dinámica del agua} \rightarrow \nu = 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (5.6)$$

$$Re = \frac{2,029 \cdot 1,25}{10^{-6}} \rightarrow Re = 2,536 \cdot 10^6$$

Cuando $Re > 4000$, el flujo es turbulento, por lo tanto, esto es lo que ocurre en nuestra instalación. El flujo turbulento es aquel en el que las trayectorias de sus partículas tienen forma caótica, formando pequeños remolinos. El flujo será turbulento cuando las fuerzas viscosas sean más débiles que las fuerzas inerciales.

En la siguiente imagen se puede apreciar la diferencia entre la zona con flujo laminar y la zona con flujo turbulento.

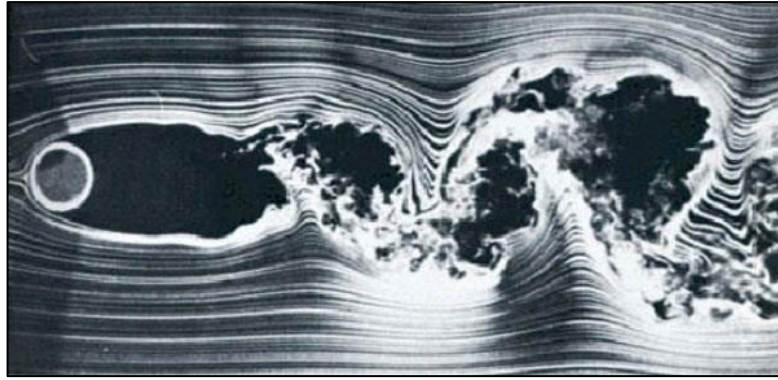


Figura 5.1 Turbulencia generada tras un obstáculo

Teniendo en cuenta que hemos escogido como material para nuestra tubería el acero comercial soldado, su rugosidad absoluta puede oscilar entre $K=0,03$ a $K=0,1$ como nos indica el texto de Claudio Mataix:

COEFICIENTE DE RUGOSIDAD ABSOLUTA, k PARA TUBERIAS COMERCIALES			
Tipo de tubería	Rugosidad absoluta, k (mm)	Tipo de tubería	Rugosidad absoluta, k (mm)
Vidrio, cobre o latón estirado	< 0,001 (o lisa)	Hierro galvanizado	0,15 a 0,20
Latón industrial	0,025	Fundición corriente nueva . .	0,25
Acero laminado nuevo	0,05	Fundición corriente oxidada .	1 a 1,5
Acero laminado oxidado	0,15 a 0,25	Fundición asfaltada	0,1
Acero laminado con incrustaciones	1,5 a 3	Cemento alisado	0,3 a 0,8
Acero asfaltado	0,015	Cemento bruto	Hasta 3
Acero soldado nuevo	0,03 a 0,1	Acero roblonado	0,9 a 9
Acero soldado oxidado	0,4	Duelas de madera	0,183 a 0,91

Tabla 5.1 Coeficientes de rugosidad

Escogemos el caso más desfavorable de rugosidad absoluta $K=0,1$ para calcular la rugosidad relativa ε .

$$\varepsilon = \frac{k}{D} \rightarrow K \text{ acero comercial y soldado} = [0,03 - 0,1] \quad (5.7)$$

$$\varepsilon = \frac{0,1}{1250} \rightarrow \varepsilon = 8 \cdot 10^{-5}$$

Ya conocidos el número de Reynolds y la rugosidad relativa, podemos pasar a calcular el coeficiente de fricción λ con la ecuación Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \quad (5.8)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{8 \cdot 10^{-5}}{3,7} + \frac{2,51}{2,536 \cdot 10^6 \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \rightarrow \lambda = 0,0123$$

Calculamos las pérdidas primarias:

$$H_{r,primarias} = \frac{0,0123 \cdot 300 \cdot 2,029^2}{1,25 \cdot 2 \cdot 9,81} \rightarrow H_{r,primarias} = \mathbf{0,734 \text{ m.c.a.}}$$

5.5.2. Pérdidas secundarias:

Las pérdidas de carga secundarias o localizadas son aquellas que se dan en las irregularidades de la tubería como codos, válvulas, compuertas... que se encuentran a lo largo del recorrido del flujo, dichas irregularidades propician un desprendimiento de la capa límite del flujo y en consecuencia pérdidas.

La expresión usada para las pérdidas secundarias es la siguiente:

$$H_{r,secundarias} = \sum K_i \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (5.9)$$

- Pérdida por entrada a tubería

$$D_{entrada} = 2 \text{ m} ; H_{r,entrada} = K \frac{v_e^2}{2} ; K = 1; v_e = \frac{Q_e}{S_e}$$

$$S_e = \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} = 3,1416 \text{ m}^2 \rightarrow v_e = 0,792 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\mathbf{H_{r,entrada} = 0,314 \text{ m.c.a.}}$$

- Pérdida por estrechamiento brusco

La sección de la tubería pasa de 2 m a 1,2 m que tiene nuestra tubería:

$$H_{r,estrechamiento} = K \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$K = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{D_2}{D_1}\right)^2 \rightarrow H_{r,estrechamiento} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{1,25}{2}\right)^2 \cdot \frac{2,029^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_{r,estrechamiento} = \mathbf{0,0148 \text{ m. c. a.}}$$

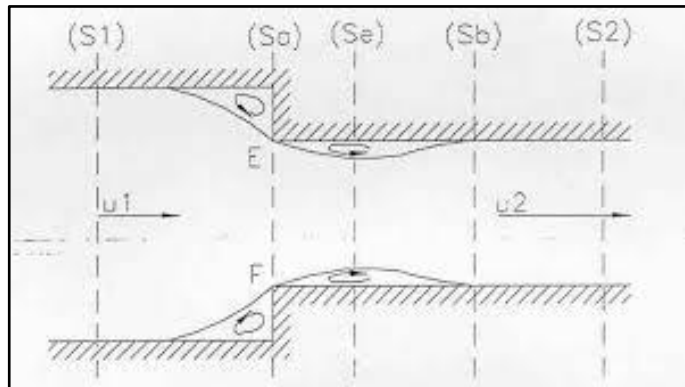


Figura 5.2 Estrechamiento brusco

- Pérdidas por codos

$$H_{r,codo} = K_{\text{ángulo}} = \frac{\text{ángulo}}{90} \cdot 1,979 \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Hay dos codos en la instalación, uno de 60° y uno de 45°:

a) Codo de 60°:

$$H_{r,60} = \frac{60}{90} \cdot 1,979 \cdot \frac{2,029^2}{2 \cdot 9,81} \rightarrow H_{r,60} = \mathbf{0,277 \text{ m. c. a.}}$$

b) Codo de 45°:

$$H_{r,45} = \frac{45}{90} \cdot 1,979 \cdot \frac{2,029^2}{2 \cdot 9,81} \rightarrow H_{r,45} = \mathbf{0,208 \text{ m. c. a.}}$$

- Pérdidas por rejillas

$$H_{r,rejillas} = \beta \cdot \left(\frac{s}{m}\right)^{4/3} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \text{sen}(\alpha)$$

Siendo:

s: Espesor barrotes

m: Distancia entre barrotes

α : Inclinación de los barrotes

β : Coeficiente tabla

Forma	a	b	c	d	e	f	g
β	2,42	1,83	1,67	1,035	0,92	0,76	1,79

Figura 5.3 Coeficiente rejillas

$$s = 10 \text{ mm}, m = 30 \text{ mm}, \alpha = 90^\circ,$$

$$\beta = 1,67 \text{ por la forma de los barrotes tipo "c"}$$

$$H_{r, \text{rejillas}} = 1,67 \cdot \left(\frac{10}{30}\right)^{4/3} \cdot \frac{2,029^2}{2 \cdot 9,81} \cdot \text{sen}(90)$$

$$H_{r, \text{rejillas}} = 0,081 \text{ m. c. a.}$$

- Pérdidas válvula compuerta

$$H_{r, \text{válvula}} = K \cdot \frac{v^2}{2g} ; K_{\text{válvula abierta}} = 0,25$$

$$H_{r, \text{válvula}} = 0,052 \text{ m. c. a.}$$

Teniendo en cuenta todas las pérdidas de carga anteriormente calculadas, obtenemos las pérdidas de carga secundarias totales:

$$H_{r,secundarias} = H_{r,entrada} + H_{r,estrechamiento} + H_{r,60} + H_{r,45} + H_{r,rejillas} + H_{r,válvula}$$

$$H_{r,secundarias} = 0,314 + 0,0148 + 0,277 + 0,208 + 0,081 + 0,052$$

$$H_{r,secundarias} = \mathbf{0,9468 \text{ m. c. a.}}$$

5.6. Altura neta y presión de diseño

$$H_n = H_b - H_{r,total} = 51,56 - (0,734 + 0,947)$$

$$H_n = \mathbf{49,88 \text{ m}}$$

$$\% \text{ pérdidas} = \frac{51,56 - 49,88}{51,56} \cdot 100 \rightarrow \% \text{ pérdidas} = \mathbf{3,26 \%}$$

Podemos comprobar que nuestra instalación está dentro del rango óptimo ya que las pérdidas producidas son el 3,26 % de la altura bruta.

$$P_{diseño} = H_b + H_{r,total} = 51,56 + 0,734 + 0,947$$

$$P_{diseño} = \mathbf{53,24 \text{ m. c. a.}}$$

5.7. Golpe de ariete

El golpe de ariete es un fenómeno que se produce al interrumpir con rapidez la corriente de agua que circula a cierta velocidad a través de un conducto, por ejemplo, el cierre de una válvula de manera brusca.

Al cerrar de manera brusca una válvula, el flujo a través de la misma disminuye, por lo que se incrementa aguas arriba, esto provoca un pulso de presión alta que se propaga en dirección contraria a la del flujo. Esta onda provoca sobrepresiones y depresiones que deformarán la tubería. Si la tubería carece del espesor o propiedades elásticas suficientes para soportar dichas ondas, podría eventualmente llegar a destruir la instalación como se muestra a continuación.



Figuras 5.4 y 5.5 Efectos del golpe de ariete en tuberías

Existen varios métodos para reducir el efecto del golpe de ariete: Chimeneas de equilibrio, válvulas de alivio rápido, calderín, volante de inercia...

- Chimenea de equilibrio

La chimenea de equilibrio es una tubería vertical abierta a la atmósfera cuyo diámetro es superior que el de la tubería. Este método elimina la sobrepresión generada por lo que es la mejor solución para el fenómeno del golpe de ariete.

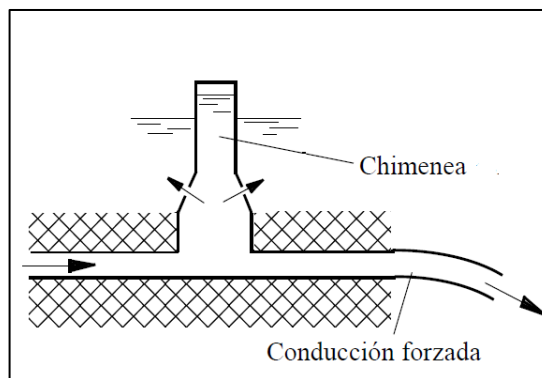


Figura 5.6 Chimenea de equilibrio

- Válvula de alivio rápido

Es un dispositivo que permite de manera casi instantánea la evacuación de la cantidad necesaria de agua para que la sobrepresión producida no exceda el límite para que sufra daños la instalación.

A continuación, se hace un primer estudio del espesor de la tubería para estudiar la sobrepresión producida por el efecto del golpe de ariete.

En este primer cálculo extraído del texto de Merino Azcárraga obtenemos:

$$e = \frac{4,9 \cdot D \cdot 1,25 \cdot P_{diseño}}{\tau} + c \quad (5.10)$$

Donde:

e: Espesor [mm]

1,25 es para mayorar

τ : Carga trabajo del material [MPa]

c: Tolerancia o sobre espesor que tiene en cuenta la corrosión, en tramos rectos $c=1$, en curvos $c=1,5$

$$e = \frac{4,9 \cdot 1,25 \cdot 1,25 \cdot 53,24}{98,1} + 1 \rightarrow e = 4,15 \text{ mm}$$

Ahora tenemos en cuenta el golpe de ariete y las sobrepresiones para calcular el espesor y comprobar si nuestra primera estimación es correcta mediante las expresiones de Allievi y Michaud:

Michaud expone que el cierre de la válvula es lineal con el tiempo, en primer lugar, se definen los distintos tipos de tiempos de cierre según el tiempo y las variables:

- Cierre lento: Se da cuando el tiempo de cierre de la válvula es mayor que el tiempo de residencia de una partícula fluida en el conducto. No existen sobrepresiones.
- Cierre intermedio: Se da cuando el tiempo de cierre es el mismo que el tiempo de residencia de una partícula fluida en el conducto. Las sobrepresiones son despreciables.

- Cierre rápido: Se da si el tiempo de cierre es intermedio entre el tiempo de residencia de la partícula fluida en el conducto y el tiempo de ida y vuelta de las ondas de presión. La sobrepresión generada se calcula mediante la expresión de Michaud.
- Cierre instantáneo: La sobrepresión generada se calcula mediante la fórmula de Allievi

Los distintos tiempos se definen a continuación:

$t_0 \rightarrow$ Tiempo de cierre de la válvula

$t_r \rightarrow$ Tiempo de residencia de la partícula del fluido en el conducto $t_r = L/v$

$t_{iv} \rightarrow$ Tiempo de ida y vuelta de las ondas de presión

Sabemos que el tiempo de cierre de la válvula es de 3,5 segundos, calculamos los dos tiempos restantes:

$$t_r = \frac{l}{v} = \frac{300}{2,029} \rightarrow t_r = 147,86 \text{ s}$$

- Cálculo de c mediante la expresión de Jaukowski

$$c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0}{E \cdot e} \cdot D}} \rightarrow c = \frac{\sqrt{a^2}}{\sqrt{1 + \frac{a \cdot \rho}{E \cdot e} \cdot D}} \quad (5.11)$$

$$\text{Siendo} \begin{cases} E_0 \rightarrow \text{Módulo de elasticidad del fluido} \\ E \rightarrow \text{Módulo de elasticidad del material} \\ e \rightarrow \text{Espesor} \\ D \rightarrow \text{Diámetro} \\ a \rightarrow \text{Velocidad del sonido} \end{cases}$$

$$c = \frac{\sqrt{1400^2}}{\sqrt{1 + \frac{1400^2 \cdot 1000}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,00415} \cdot 1,25}} \rightarrow c = 704,26 \text{ m/s}$$

$$t_{iv} = \frac{2l}{c} \rightarrow t_{iv} = 0,85 \text{ s}$$

Si el tiempo de cierre es intermedio entre el tiempo de residencia de la partícula fluida en el conducto y el tiempo de ida y vuelta de las ondas de presión ($t_{iv} < t_0 < t_r$) la sobrepresión se calcula con Michaud:

$$\Delta p_{Michaud} = \frac{2 \cdot \rho \cdot l \cdot v}{t_0} = 347828,57 \text{ Pa} = 35,47 \text{ m. c. a.} \quad 5.12$$

Si el tiempo de cierre es menor que el tiempo de ida y vuelta de las ondas de presión ($t_r < t_{iv}$) calculamos la presión por el método de Allievi:

$$\text{Allievi: } \Delta p = \rho \cdot c \cdot v \text{ Donde } \begin{cases} \Delta p \rightarrow \text{Sobrepresión en m. c. a.} \\ \rho \rightarrow \text{Densidad} \\ c \rightarrow \text{Velocidad propagación sobrepresión} \\ v \rightarrow \text{velocidad del fluido} \end{cases}$$

$$\Delta p = 1000 \cdot 704,26 \cdot 2,029 \rightarrow \Delta p = 1428943,54 \text{ Pa} \cdot \frac{1 \text{ m. c. a.}}{9806,38 \text{ Pa}}$$

$$\Delta p = 145,72 \text{ m. c. a.}$$

5.8.Espesor de la tubería

Conociendo las sobrepresiones producidas para los diferentes tiempos de cierre de la válvula, escogemos el peor de los casos, que es cuando la válvula se cierra instantáneamente, dichos cálculos realizados mediante la expresión de Allievi arrojando una sobrepresión de 172,69 m.c.a.

Volvemos a calcular el espesor de la tubería para las condiciones mencionadas anteriormente, de esta manera comprobaremos si el espesor obtenido anteriormente de 6 mm es suficiente para soportar las sobrepresiones producidas.

$$e = \frac{P_T \cdot D}{2 \cdot K} \quad (5.13)$$

$$P_{TOTAL} = P_{diseño} + \Delta h \rightarrow P_T = 198,96 \text{ m. c. a.}$$

$$K \rightarrow \text{Coeficiente acero en trabajo} \rightarrow K = 13 \frac{kg}{mm^2}$$

$$e = \frac{198,96 \cdot 1,25}{2 \cdot 13} \rightarrow e = \mathbf{10 \text{ mm}}$$

El espesor de la tubería es de 10 mm ya que el calculado anteriormente de 4 mm no soportaría las sobrepresiones.

5.9. Dilatación de la tubería

- Tensión radial σ_r

La tensión radial que recibe el acero de la tubería forzada es de:

$$\sigma_r = \frac{P_{TOTAL} \cdot radio}{e} \quad (5.14)$$

$$\sigma_r = \frac{198,96 \cdot \frac{1,25}{2}}{\frac{12}{1000}}$$

$$\sigma_r = \mathbf{10362,5 \frac{kg}{m^2}}$$

- Dilatación de la tubería Δ_r

La dilatación de la tubería será:

$$\Delta_r = \frac{P_{TOTAL} \cdot radio^2}{e \cdot E} \quad (5.15)$$

$$\Delta_r = \frac{198,96 \cdot \left(\frac{1,2}{2}\right)^2}{\frac{12}{1000} \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}$$

$$\Delta_r = \mathbf{3,08 \cdot 10^{-8} m}$$

5.10. Potencia neta, potencia útil y rendimientos

Para el diseño de una turbina, el punto de partida es la potencia útil, ya que ésta tiene en cuenta las pérdidas que se producen en la tubería forzada y el rendimiento total de la turbina.

- Potencia neta

La potencia neta, tiene en cuenta las pérdidas que se producen en la tubería forzada, por ello es función de la altura neta y del caudal, pero no tiene en cuenta las pérdidas de la turbina.

$$\dot{W}_n = \rho g Q H_n \rightarrow \dot{W}_n = 1000 \cdot 9,81 \cdot 2,4896 \cdot 49,88$$

$$\dot{W}_n = 1218,22 \text{ kW}$$

- Rendimientos

Debido a desconocer los datos necesarios para calcular los rendimientos, se hará una estimación de los mismos según la bibliografía.

a) Rendimiento volumétrico η_v

El rendimiento volumétrico tiene en cuenta las fugas que existen en la turbina, por lo que no todo el caudal que entra en la máquina llega a turbinarse en los álabes. En el texto de Claudio Mataix se expone un rango de rendimientos tal que:

$$\eta_v = [0,98 - 0,99]$$

$$\eta_v = 0,98$$

b) Rendimiento hidráulico η_h

El rendimiento hidráulico se define como el cociente entre la potencia útil extraída por la turbina del fluido y la potencia neta de la que se dispone.

Mataix estima el rendimiento hidráulico en una turbina Francis:

$$\eta_h = 0,905$$

c) Rendimiento mecánico u orgánico η_m

El rendimiento mecánico es aquel que tiene en cuenta las pérdidas mecánicas que se dan en la turbina debidas a rozamientos de cojinetes o cierres mecánicos.

De nuevo Mataix hace una estimación para una turbina Francis en la que expone que:

$$\dot{W}_n < 1500 \text{ kW} \rightarrow \eta_{TOTAL} = [0,83 - 0,85]$$

Escogemos como rendimiento total el 85 %

$$\eta_{TOTAL} = 0,85 \rightarrow \eta_{TOTAL} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \rightarrow \eta_m = 0,96$$

- Potencia útil

La potencia útil es la potencia que se transmitirá finalmente al eje de la turbina teniendo en cuenta todas las pérdidas producidas anteriormente, tanto en la tubería forzada como en la turbina.

$$\dot{W}_u = \dot{W}_n \cdot \eta_{TOTAL} \rightarrow \dot{W}_u = 1218,22 \cdot 0,85$$

$$\dot{W}_u = 1035,49 \text{ kW}$$

6. SELECCIÓN Y DISEÑO DE LA TURBINA

6.1. Selección de la turbina

El tipo de turbina, la geometría y dimensiones de la misma están determinados por la altura neta, el caudal y la velocidad específica.

En primer lugar, hay una gráfica que relaciona el salto neto (H_n) y caudal (Q) de nuestra instalación. De la cual, se puede hacer una primera aproximación que determine qué turbinas se adaptan a nuestras condiciones de funcionamiento.

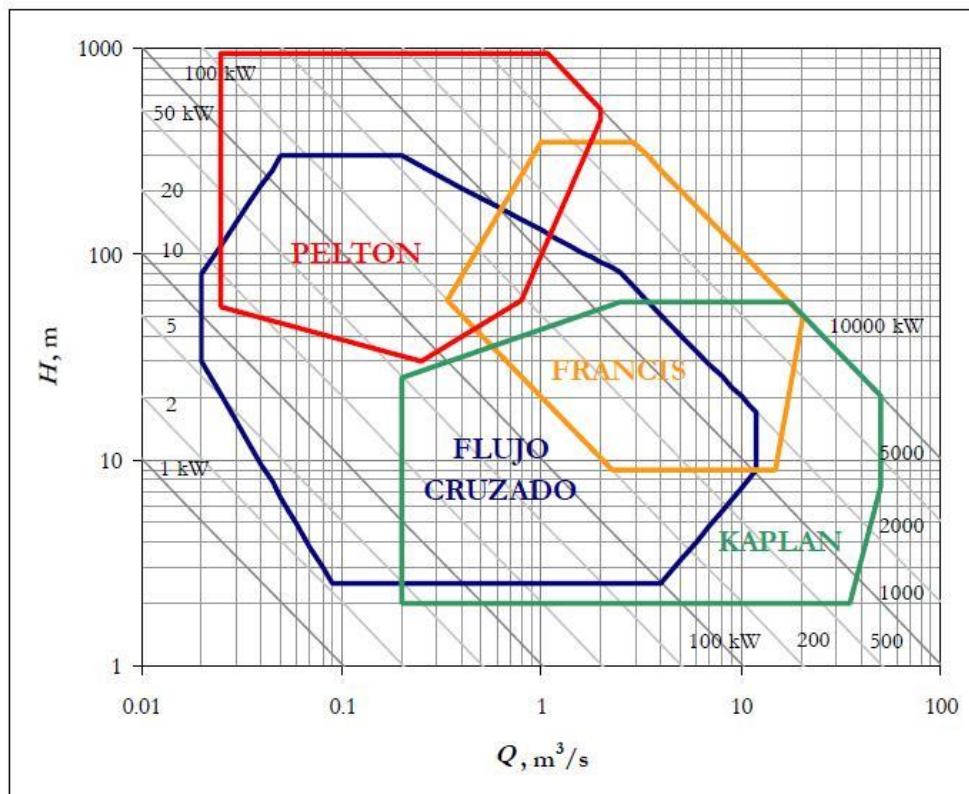


Figura 6.1 Gráfica que estima la selección de turbina en función de la altura y caudal

En general, en aquellos casos en los que la altura se encuentra entre 50 y 100 m, se instalan turbinas Francis y cuando la altura sobrepasa los 100 m, suelen ser pequeños los caudales de trabajo, entonces, son las turbinas Pelton las que se instalan. Por último, si el salto es más pequeño, solemos encontrar caudales altos, siendo las turbinas de bulbo o Kaplan las utilizadas.

Debido a que en nuestro punto de funcionamiento encontramos 2 turbinas que se adaptan según el caudal y la altura neta, esta gráfica no nos permite deducir exactamente que turbina deberíamos instalar en nuestro caso.

Para definir con más exactitud cuál es la turbina que mejor se adapta a la instalación, se utiliza un parámetro llamado velocidad específica (n_s), ésta es el número de revoluciones que la turbina tendría para obtener el máximo rendimiento de ella.

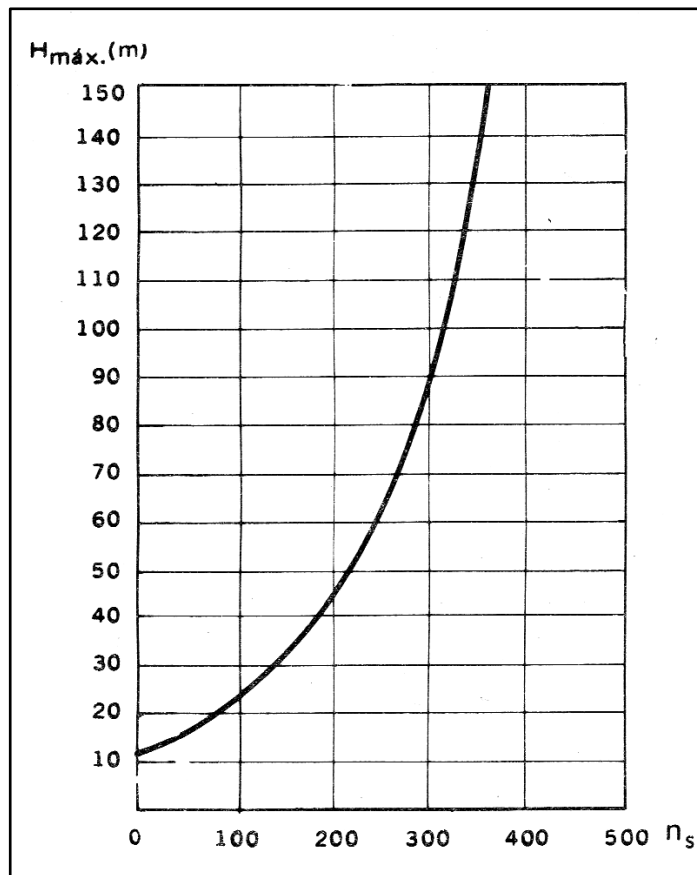


Figura 6.2 Gráfica orientativa que relaciona altura neta y velocidad específica

La figura anterior muestra la relación entre la altura neta (H_n) y la velocidad específica, por lo tanto, podremos obtener qué turbina instalaremos ya que disponemos de la siguiente tabla extraída de la bibliografía:

La velocidad específica para 49,88 m de salto que dispone nuestra turbina será de 210

$$n_s = 210 \text{ rpm}$$

- Velocidad de giro (n)

De la definición de velocidad específica, podemos calcular la velocidad de giro (n), dicha velocidad de giro, será necesaria para obtener el número de polos y la velocidad de sincronismo que tendrá la turbina, con la que se escogerá definitivamente la turbina que se instalará.

$$n = \frac{n_s \cdot H_n^{\frac{5}{4}}}{\sqrt{W_u}} \quad (6.1)$$

$$n = \frac{210 \cdot 48,88^{\frac{5}{4}}}{\sqrt{1035,49}}$$

$$n = 843,45 \text{ rpm}$$

6.1.1. Generador síncrono. Velocidad de sincronismo.

En la instalación es necesario que exista un generador síncrono, ya que, en la producción de energía eléctrica, el eje del alternador está conectado al de la turbina. Ambos ejes deben girar a velocidad constante para poder mantener constante la frecuencia de la intensidad de la corriente generada.

La velocidad de sincronismo (n) depende de la frecuencia (f) (en Europa es de 50 Hz y en América de 60 Hz) y del número de pares de polos (p).

De la bibliografía, se obtiene la siguiente expresión y la tabla donde aparece cuantos pares de polos y la velocidad de sincronismo que tendrá nuestra turbina:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} ; \text{Donde } \begin{cases} f \rightarrow \text{Europa (50 Hz)} \\ n \rightarrow \text{la más cercana a nuestra} \\ \text{velocidad de giro (750 rpm)} \\ p \rightarrow \text{pares de polos} \end{cases}$$

p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n (rpm)	3000	1500	1000	750	600	500	428,6	375	333,3	300
p	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
n (rpm)	272,7	250	230,8	214,3	200	187,5	176,5	166,7	157,9	150

Tabla 6.1 Relación entre número de pares de polos y velocidad de rotación

Entrando en la tabla con la velocidad de rotación de la turbina que es de 843,45 rpm, escogemos la velocidad de sincronismo más cercana, y por lo tanto el número de pares de polos correspondiente, obteniendo:

$$n = 750 \text{ rpm y } p = 4$$

A continuación, se efectúa el cálculo de la velocidad específica de sincronismo:

$$\Omega_s \frac{\Omega \cdot \sqrt{Q}}{(gH_n)^{3/4}} ; \text{Donde } \begin{cases} \Omega = n (\text{velocidad sincronismo}) [\text{rad/s}] \\ \Omega = 750 \text{ rpm} = 78,54 \text{ rad/s} \end{cases} \quad (6.2)$$

$$\Omega_s = \frac{750 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{2,4896}}{(9,81 \cdot 49,88)^{3/4}} \rightarrow \Omega_s = 1.191$$

Ahora si se puede seleccionar una turbina con exactitud mediante la tabla extraída del texto de Viedma Robles.

Tipo de turbina	Características	Ω_s
Pelton	1 chorro	0,05-0,15
	Más de 1 chorro	0,15-0,35
Francis	Lenta	0,35-0,67
	Normal	0,67-1,20
	Rápida	1,20-2,70
Hélice y Kaplan	Lenta	1,60-2,75
	Rápida	2,75-3,65
	Ultra rápida	3,65-5,50

Tabla 6.2 Tipos de turbinas según su velocidad específica

Obtenemos que la turbina a instalar es una turbina Francis normal con velocidad específica de 1,191.

6.1.2. Potencia específica

Otro método de selección es obteniendo la potencia específica, para nuestra instalación la potencia específica será:

$$\dot{W}_s = \frac{n \cdot \sqrt{\dot{W}_u / \rho}}{(g \cdot H_n)^{5/4}} \rightarrow \dot{W}_s = 0,33 \quad (6.3)$$

La tabla siguiente extraída del texto de Claudio Mataix ofrece una clasificación de las turbinas según la potencia específica.

Turbinas	$\dot{W}_s$
Turbinas Pelton	$0,02 < \dot{W}_s < 0,3$
Turbinas Francis	$0,3 < \dot{W}_s < 2,5$
Turbinas Kaplan	$2,3 < \dot{W}_s < 6,0$

Tabla 6.3 Tipos de turbinas en función de la potencia específica

Se puede comprobar como mediante esta clasificación también obtenemos que la turbina a elegir es la Francis.

6.1.3. Turbina Francis

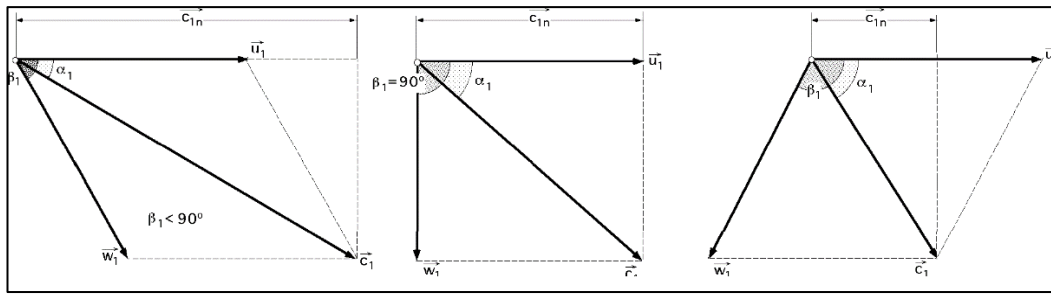
La turbina Francis fue inventada por Samuel Hows y optimizada por James B. Francis posteriormente.

Son turbinas de flujo mixto o turbinas semiaxiales, también existen Francis para saltos de gran altura hasta 700 metros utilizadas como turbinas radiales, pero no es lo común. El agua entra radialmente por el exterior del rodete de forma radial y sale del mismo por la parte interna de forma axial hacia el tubo de aspiración.

Actualmente es la más utilizada para centrales hidroeléctricas, ya que su rendimiento puede oscilar entre el 90 y 94 % para un salto entre 25 y 400 m.

Los elementos principales de la turbina Francis son: Cámara espiral, distribuidor, rodete y tubo de aspiración, los cuales se estudiarán y se diseñarán en los cálculos posteriores.

Los triángulos de las turbinas Francis, dependen de qué tipo de turbina Francis se trate, ya que, según su velocidad, la geometría de la misma variará, a continuación, se muestran los triángulos de velocidades de las diferentes turbinas Francis (lenta, normal y rápida respectivamente).



En los rodetes normales, que son los que se tratan para nuestro caso, se caracterizan por tener el valor de $\beta_1 = 90^\circ$ y $15^\circ < \alpha_1 < 30^\circ$, en apartados posteriores se estudiarán los ángulos tanto de entrada como de salida del rodete.

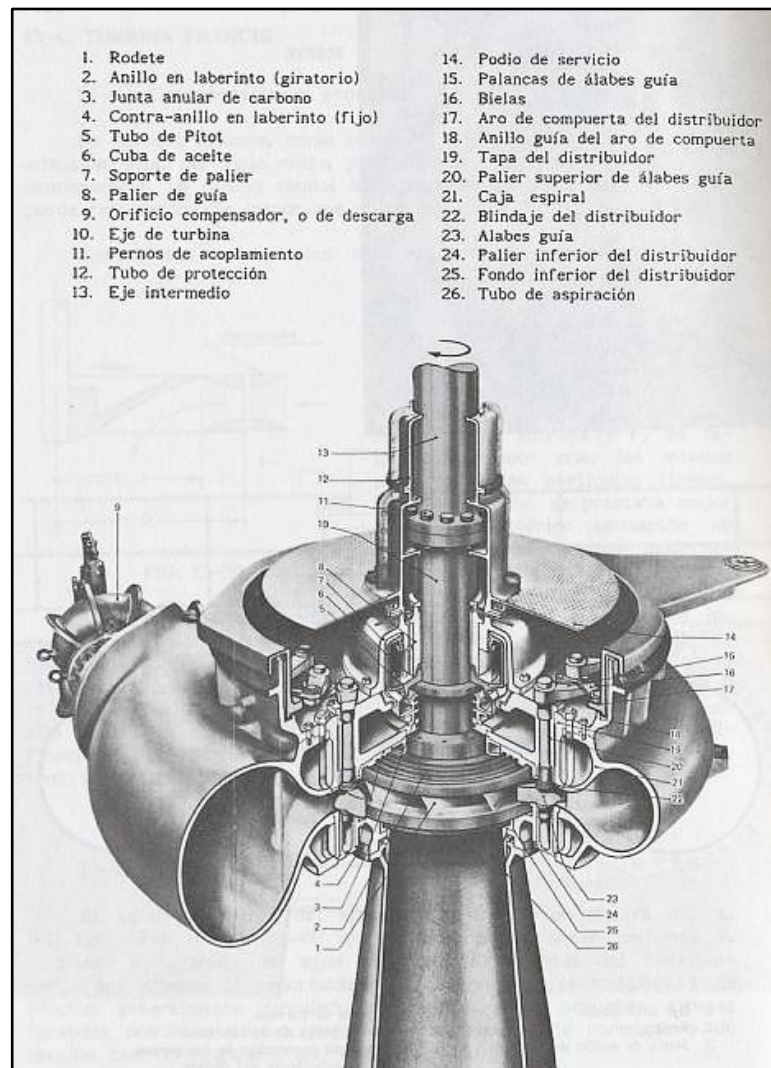


Figura 6.4 Sección de una turbina Francis

6.2. Diseño de la turbina Francis

6.2.1. Predimensionado de la turbina Francis

En primer lugar, el parámetro adimensional que se utiliza es la potencia específica dimensional (n_s)

$$n_s = \frac{\sqrt{W_u} \cdot n}{H_n^{5/4}} \rightarrow n_s = 182,06 \quad (6.4)$$

n_s	100	182,06	200
Q_{11}	0,23	0,628	0,715
n_{11}	62,5	68,65	70
d_{1i}/d_{1e}	1	0,934	0,92
$d_{1'}/d_{1e}$	1,052	1,026	1,02
d_3/d_{1e}	0,68	0,902	0,955
b_0/d_{1e}	0,1	0,207	0,23
l_i/d_{1e}	0,32	0,271	0,26
l_e/d_{1e}	0,22	0,154	0,14

Tabla 6.4 Valores de los parámetros en función de d_{1e}

El valor del diámetro de entrada exterior será:

$$d_{1e} = \frac{n_{11} \cdot H_n^{\frac{1}{2}}}{n} \rightarrow d_{1e} = 0,646 \text{ m} \quad (6.5)$$

Por lo tanto, los parámetros dimensionales son:

d_{1i}	0,603 m
$d_{1'}$	0,663 m
d_3	0,583 m
b_0	0,134 m
l_i	0,175 m
l_e	0,099 m

Tabla 6.5 Valores dimensionales de los parámetros

Los parámetros calculados se muestran gráficamente en la figura 6.4:

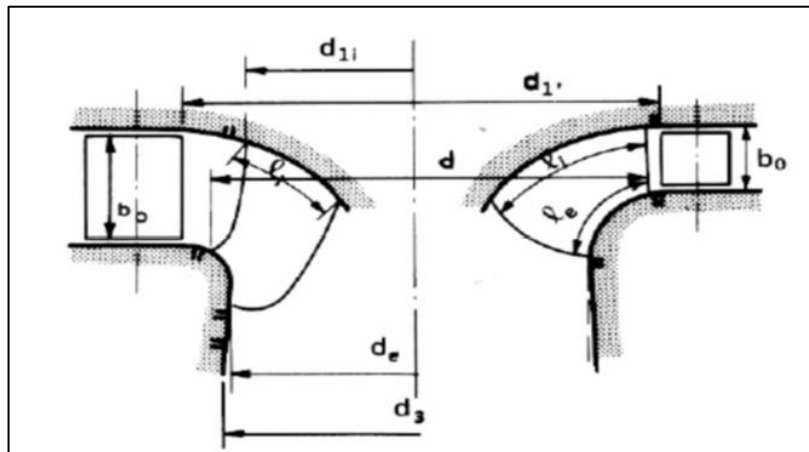


Figura 6.5 Plano de los parámetros calculados

6.2.2. Diseño del rodete

El rodete es el componente principal de la turbina, ya que es el encargado de transformar la energía cinética del agua en energía mecánica de rotación del eje.

Tras calcular las dimensiones iniciales de la turbina, pasamos a calcular las dimensiones del rodete mediante el método de Bovet descrito por Claudio Mataix, este método expone que el flujo dentro del rodete queda limitado por dos superficies de revolución, una interior i , y una exterior e como se muestra en la siguiente figura:

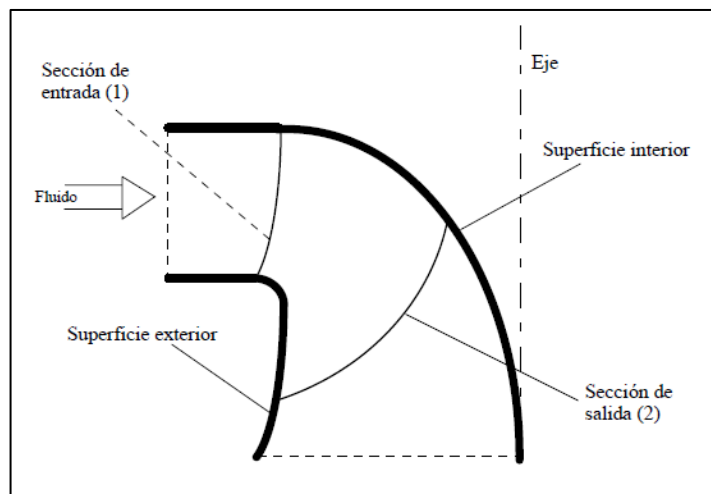


Figura 6.6 Secciones y superficies de álabe

La corriente entra en los álabes por la arista de entrada 1, y sale por la arista de salida 2.

El método de Bovet permite obtener las dimensiones del rodete a partir de unas fórmulas empíricas dependientes del número adimensional n_o llamado velocidad específica rotacional, calculado a continuación:

$$n_o = \frac{\Omega \left(\frac{Q}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}}}{(2gH_n)^{\frac{3}{4}}} \quad (6.6)$$

$$n_o = \frac{750 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \left(\frac{2,4896}{\pi}\right)^{1/2}}{(2 \cdot 9,81 \cdot 49,88)^{3/4}} \rightarrow n_o = 0,399$$

La bibliografía recoge que el valor de n_o debe de estar comprendido entre 0,1 y 0,8, por lo que está dentro del rango.

La geometría de los álabes y del canal del rodete dependerá del valor de la velocidad específica rotacional (n_o) como se muestra en la figura siguiente:

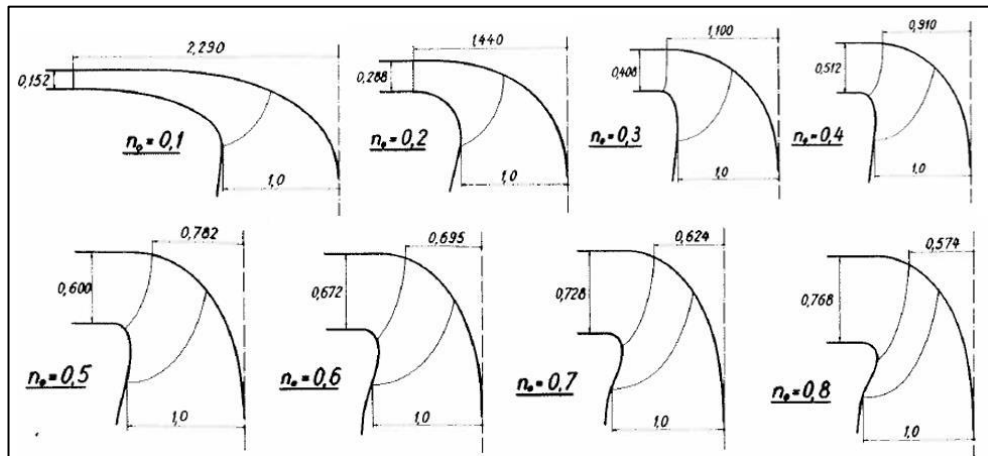


Figura 6.7 Perfiles hidráulicos según n_o

6.2.3. Trazado del perfil hidráulico

En la figura mostrada a continuación se observan los parámetros para el diseño de la geometría del canal del rodete en el plano meridional

Los valores dimensionales se calculan multiplicando los adimensionales por el factor dimensional ρ_{2e} obtenido a partir de:

$$\rho_{2e} = \left(\frac{Q}{\pi \cdot \Omega \cdot v_{2e}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6.7)$$

Donde v_{2e} es el flujo volumétrico específico, es un valor adimensional cuyos valores han sido obtenidos por la experiencia y la bibliografía recomienda como valor óptimo $v_{2e} = 0,27$.

$$\rho_{2e} = 0,326 \text{ m}$$

Las ecuaciones para obtener los valores de los parámetros adimensionales son las siguientes:

$$\rho_{0i} = y_{mi} = 0,7 + \frac{0,16}{n_0 + 0,08} \quad (6.8)$$

$$\lambda_i = 3,2 + 3,2(2 - n_0)n_0 \quad (6.9)$$

$$\lambda_e = 2,4 - 1,9(2 - n_0)n_0 \quad (6.10)$$

$$x_{2e} = 0,5 \quad (6.11)$$

$$\rho_{0e} = 1,255 - 0,3 \cdot n_0 \quad (6.12)$$

$$y_{2e} = \rho_{0e} - 1 \quad (6.13)$$

$$b_0 = 0,8(2 - n_0)n_0 \quad (6.14)$$

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3,08 \cdot \left(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_e} \right) \cdot \left(\frac{x_{2e}}{\lambda_e} \cdot \left(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_e} \right) \right)^{1/2} \quad (6.15)$$

$$\rho_{me} = \rho_{0e} - y_{me} \quad (6.16)$$

Los parámetros dimensionales obtenidos se muestran en la figura y en la tabla siguientes:

Parámetros	Dimensiones relativas	Dimensiones absolutas (m)
y_{mi}	1,082	0,361
λ_i	5,244	1,751
λ_e	1,186	0,396
b_0	0,511	0,171
x_{2e}	0,5	0,167
ρ_{0e}	1,135	0,379
ρ_{me}	0,982	0,328
y_{2e}	0,135	0,045
y_{me}	0,153	0,051
ρ_{2e}	1	0,334

Tabla 6.6 Valores relativos y absolutos del canal del rodete

Con los valores de los parámetros dimensionales calculados podemos representar las curvas del perfil hidráulico:

- Curva interior

$$Y_i = y_{mi} \cdot 3,08 \left(1 - \frac{X_i}{\lambda_i}\right) \sqrt{\frac{X_i}{\lambda_i} \left(1 - \frac{X_i}{\lambda_i}\right)} \quad (6.17)$$

Con los datos conocidos de y_{mi} y de λ_i

$$Y_i = 1,112 \left(1 - \frac{X_i}{1,751}\right) \sqrt{\frac{X_i}{1,751} \left(1 - \frac{X_i}{1,751}\right)}$$

La curva interior debe ser evaluada entre $0 < x_i \leq \frac{1}{4} \lambda_i$

- Curva exterior

$$Y_e = r_{0e} \cdot 3,08 \left(1 - \frac{X_e}{\lambda_e}\right) \sqrt{\frac{X_e}{\lambda_e} \left(1 - \frac{X_e}{\lambda_e}\right)} \quad (6.18)$$

Con los datos conocidos de y_{me} y de λ_e

$$Y_e = 1,167 \cdot \left(1 - \frac{X_e}{0,396}\right) \sqrt{\frac{X_e}{0,396} \left(1 - \frac{X_e}{0,396}\right)}$$

La curva exterior debe de ser evaluada entre $b_0 < x_e \leq b_0 + x_{2e}$

Representando ambas ecuaciones de los perfiles se obtiene:

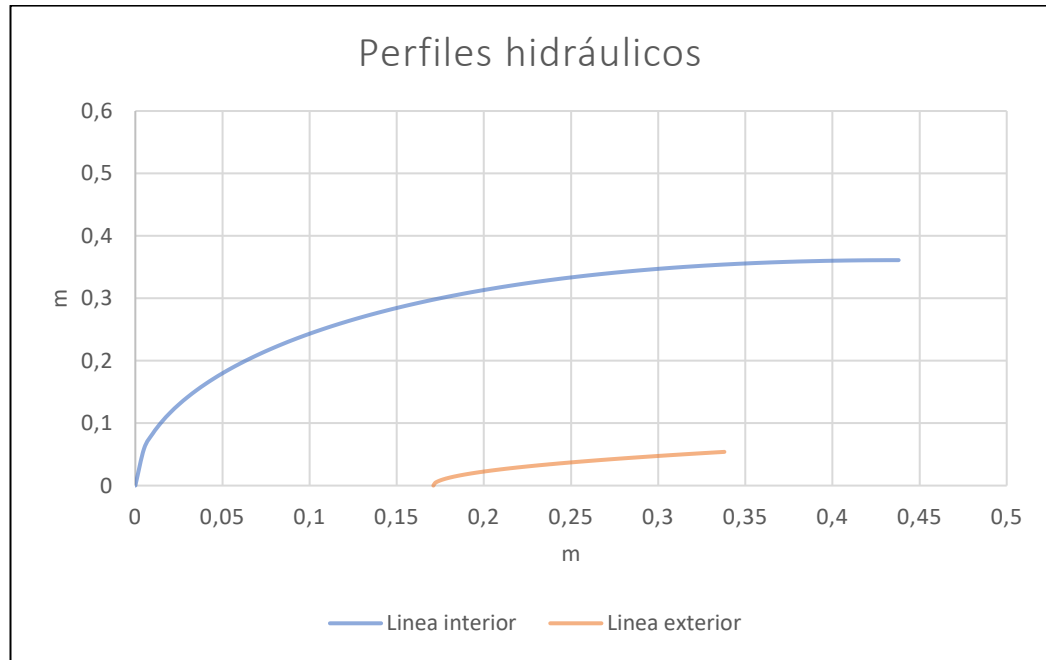


Figura 6.8 Perfil hidráulico formado por las curvas límites inferior y superior

6.2.4. Aristas y diámetros de entrada y salida

- Arista y diámetros de entrada

Para conseguir un rendimiento óptimo debemos definir el coeficiente de presión referido al punto 1_i :

$$\psi_{1i} = \frac{H}{\frac{u_{1i}^2}{2g}}$$

Los valores del coeficiente de depresión según la experiencia están entre 1,4 y 1,72.

Para obtener ρ_{1i} la deducimos de la ecuación anterior:

$$\rho_{1i} = \frac{60}{2\pi n} \cdot \sqrt{\frac{2gH}{1,72}} \quad (6.19)$$

$$\rho_{1i} = 0,337$$

Habiendo ya fijado el punto 1_i de la curva, falta por determinar el punto 1_e . La forma de la curva se define arbitrariamente teniendo en cuenta las siguientes puntualizaciones:

- Influye en la aparición del fenómeno de cavitación. Cuando se desplaza la arista y el álabe se acorta, las depresiones en la curva exterior y las sobrepresiones de la curva interior aumentan, apareciendo cavitación en caudales muy reducidos.
- Para obtener ángulos β_1 que sean más favorables, puede variarse. Para disminuir β_1 se puede desplazar hacia el exterior la arista de entrada, teniendo:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_{m1}}{u_1 - v_{u1}}$$

Esto va a permitir modificar la velocidad de embalamiento, que a medida que se aleja la arista de entrada del eje de rotación va a disminuir, entonces, aumenta ρ_1 a costa de una pérdida de rendimiento.

Por lo tanto, hemos conseguido a partir del método de magnitudes reducidas calcular los puntos tanto exteriores como interiores de la arista de entrada de los álbes. Como sabemos que la diferencia de los diámetros interior y exterior es reducida, podemos encontrar una geometría estimada para la curva de la arista, conservando un punto medio de la misma y así calculando el diámetro de entrada (exterior e interior).

- Arista y diámetros de salida

El cálculo de la arista de salida y sus diámetros correspondientes, se realiza de manera análoga a la arista y diámetros de entrada, ya que, al no conocer la geometría de la curva, se ha supuesto una forma típica como la de la figura 6.6 para un $n_0 = 0,399$.

En esta arista ya se ha fijado el punto 2_e , y la forma de la curva tendrá una influencia importante en el rendimiento de la turbina por lo que se han seguido datos experimentales que han llevado a las siguientes conclusiones:

- La geometría de la curva de salida influirá en que aparezca o no el fenómeno de cavitación en la turbina.
- Para obtener ángulos β_2 que sean más favorables, puede variarse de dos formas:
 - a) Modificar el punto 2i abajo o arriba, por lo tanto, disminuyen o aumentan la velocidad u_2 , C_{m2} o β_2 ya que:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{m2}}{u_2 - v_{u2}}$$

- b) Modificar las líneas de corriente sin variar la arista de salida. Si el punto 2i se desplaza disminuyendo la longitud del álabe, es decir, hacia el centro de la arista, teniendo en cuenta que la longitud y la sección de anclaje del álabe será menor y tendrá que soportar mayores esfuerzos.

Para concluir el dimensionamiento de los diámetros interiores y exteriores para las aristas de entrada y salida, se muestran los resultados de los mismos:

D_{1i}	0,674 m
D_{1e}	0,691 m
D_{2i}	0,335 m
D_{2e}	0,652 m

Tabla 6.7 Valores de los diámetros del rodete

A continuación, se muestran gráficamente:

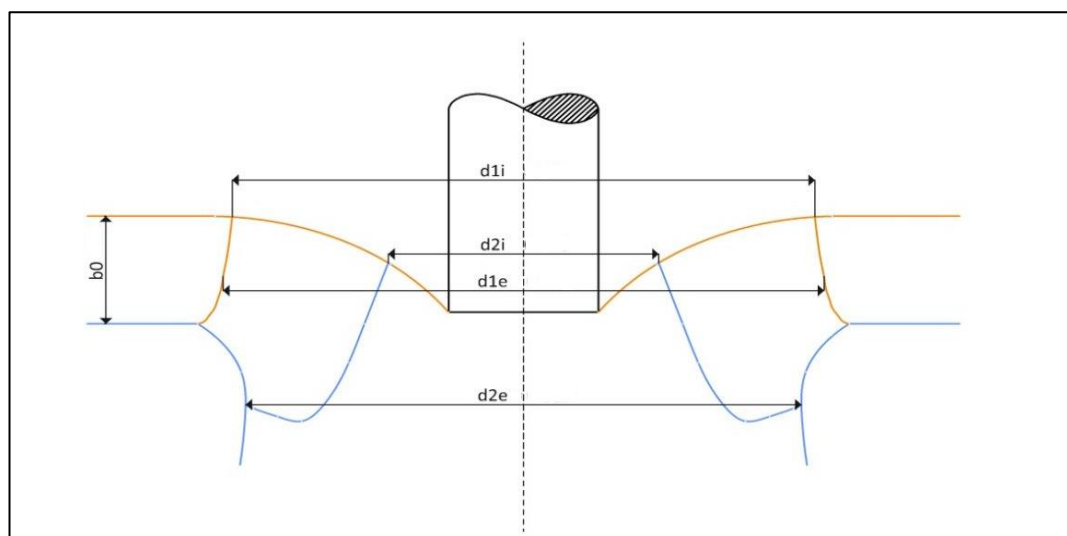


Figura 6.9 Diámetros interior y exterior del rodete

6.2.5. Ancho del álabe

- Entrada

Es conocido que la salida del distribuidor y la entrada al rodete está muy cercana, por lo que Claudio Mataix cita en su texto que el flujo no variará en el paso intermedio de estas dos zonas y que se puede suponer igual el ancho de la entrada del rodete a la salida del distribuidor, por lo que:

$$b_0 = b_1 = 0,171 \text{ m}$$

- Salida

El ancho del rodete a la salida se podrá calcular ya que asumiremos que el flujo es axial a su paso por el rodete por lo que la componente meridional de la velocidad será igual a la velocidad axial, de esta manera se tiene:

$$C_{m2} = v_{axial\ 2} = \frac{\eta_v \cdot Q}{S} ; S = \pi \cdot \frac{D_{2e}^2 - D_{2i}^2}{4} \quad (6.20) \quad (6.21)$$

$$C_{m2} = \frac{\eta_v \cdot Q}{\pi \cdot \frac{D_{2e}^2 - D_{2i}^2}{4}}$$

$$C_m = \frac{0,98 \cdot 2,4896}{\pi \cdot \frac{0,652^2 - 0,395^2}{4}}$$

$$C_{m2} = 11,54 \text{ m/s}$$

$$C_m \frac{\eta_v \cdot Q}{\pi \cdot D_{2e}^2 \cdot b_2} \quad (6.22)$$

$$11,54 = \frac{0,98 \cdot 2,4896}{\pi \cdot 0,652^2 \cdot b_2}$$

$$b_2 = 0,158 \text{ m}$$

6.2.6. Número de álabes del rodete

Para finalizar el diseño del rodete se definirá el número de álabes con los que contará el rodete, para poder realizarlo contaremos con la ayuda de la figura 6.8, que relaciona potencia específica con el número de álabes que debe contar la turbina.

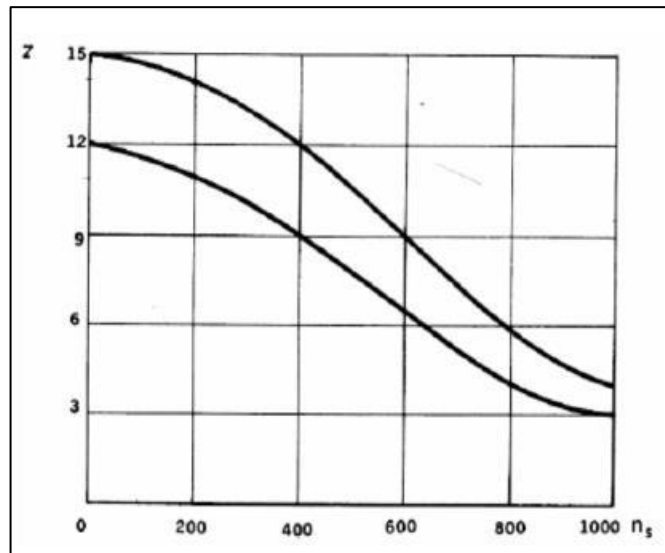


Figura 6.10 Gráfica orientativa del número de álabes en función de n_s

Para un valor de $n_s = 182,06$ calculada anteriormente obtenemos un número de álabes entre 11 y 14, decido escoger 13 álabes para el rodete.

6.3. Cámara espiral

6.3.1. Introducción

La cámara espiral de la turbina Francis es el elemento que, junto con el distribuidor, se encarga de recoger el agua de la tubería de admisión y distribuirla por la periferia al rodete. Desempeña también la función de transformar parte de la energía cinética que posee el fluido a energía de presión, de esta manera es posible obtener una velocidad tangencial del agua constante en toda la periferia del rodete.

El diseño de la cámara espiral es de gran importancia, ya que de ello depende la magnitud y dirección de la velocidad del fluido que llega al distribuidor y posteriormente al rodete de

la turbina, para el diseño óptimo de la cámara espiral se obtendrán las dimensiones mínimas de la voluta que nos arrojen un rendimiento máximo.

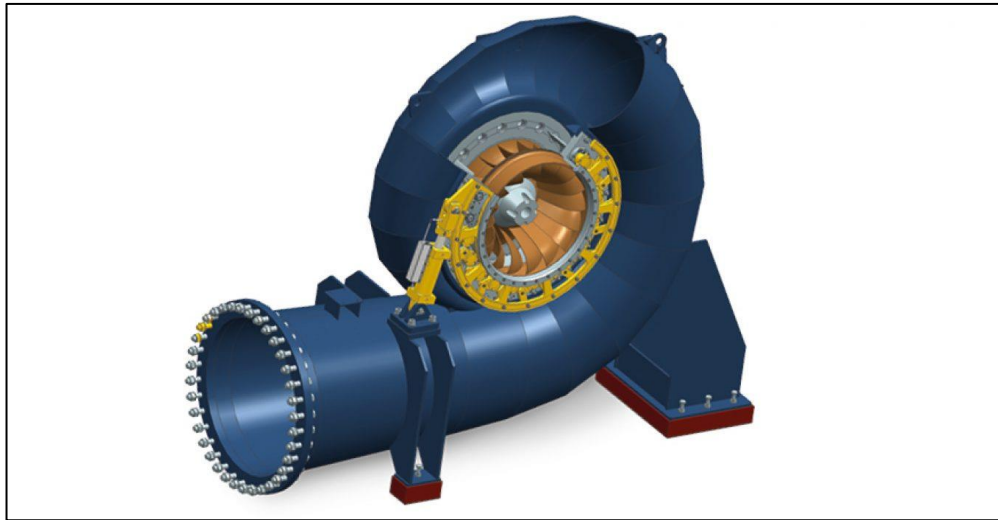


Figura 6.11 Cámara espiral de una turbina Francis

A continuación, se muestran las formas geométricas más usadas en turbinas hidráulicas:

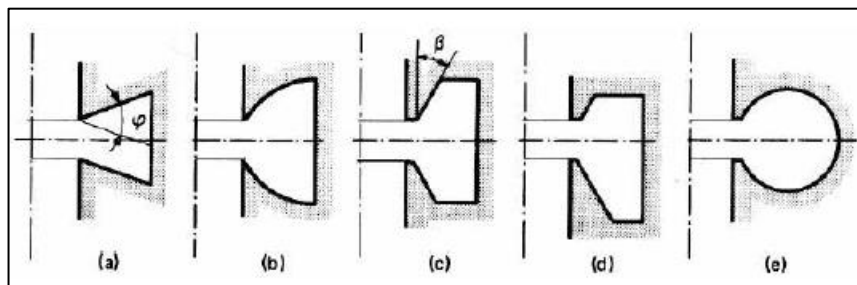


Figura 6.12 Posibles secciones de una caja espiral

Dentro de que estas cinco formas son las más usuales en cámaras espirales, las formas c, d y e son las más utilizadas, ya que, las formas a y b necesitan un gran tamaño para poder ser construidas.

En nuestro caso utilizamos el acero, con este material la forma utilizada es la e, por lo tanto, será la geometría que utilizaremos de la que obtendremos sus dimensiones, puesto que las formas c y d son las utilizadas para cámaras espirales construidas de hormigón al facilitar el encofrado.

6.3.2. Diseño de la cámara espiral

Para la realización del diseño de la cámara espiral ha sido utilizado el método de Siervo y Leva, este método se efectuó recopilando datos experimentales de turbinas Francis instaladas en todo el mundo. Se realizó una regresión de mínimos cuadrados relacionando el diámetro exterior de salida del rodete con el número específico de revoluciones.

El cálculo de las dimensiones de la cámara espiral se realiza mediante las ecuaciones siguientes: Donde $D_{2e} = 0,652 \text{ m}$ y $n_s = 182,06$

$$A = D_{2e}(1,2 - 19,56/n_s) \rightarrow A = 0,713 \text{ m} \quad (6.23)$$

$$B = D_{2e} (1,1 + 54,8/n_s) \rightarrow B = 0,914 \text{ m} \quad (6.24)$$

$$C = D_{2e} (1,32 + 49,25/n_s) \rightarrow C = 1,037 \text{ m} \quad (6.25)$$

$$D = D_{2e} (1,50 + 48,8/n_s) \rightarrow D = 1,153 \text{ m} \quad (6.26)$$

$$E = D_{2e} \left(0,98 + \frac{63,6}{n_s} \right) \rightarrow E = 0,867 \text{ m} \quad (6.27)$$

$$F = D_{2e} (1 + 131,4/n_s) \rightarrow F = 1,122 \text{ m} \quad (6.28)$$

$$G = D_{2e} (0,89 + 96,5/n_s) \rightarrow G = 0,926 \text{ m} \quad (6.29)$$

$$H = D_{2e} (0,79 + 81,75/n_s) \rightarrow H = 0,808 \text{ m} \quad (6.30)$$

$$I = D_{2e} (0,1 + 6,5 \cdot 10^{-4}n_s) \rightarrow I = 0,143 \text{ m} \quad (6.31)$$

$$L = D_{2e} (0,88 + 4,9 \cdot 10^{-4}n_s) \rightarrow L = 0,632 \text{ m} \quad (6.32)$$

$$M = (0,6 + 1,5 \cdot 10^{-5}n_s) \rightarrow M = 0,589 \text{ m} \quad (6.33)$$

La siguiente imagen muestra el plano de las dimensiones calculadas anteriormente:

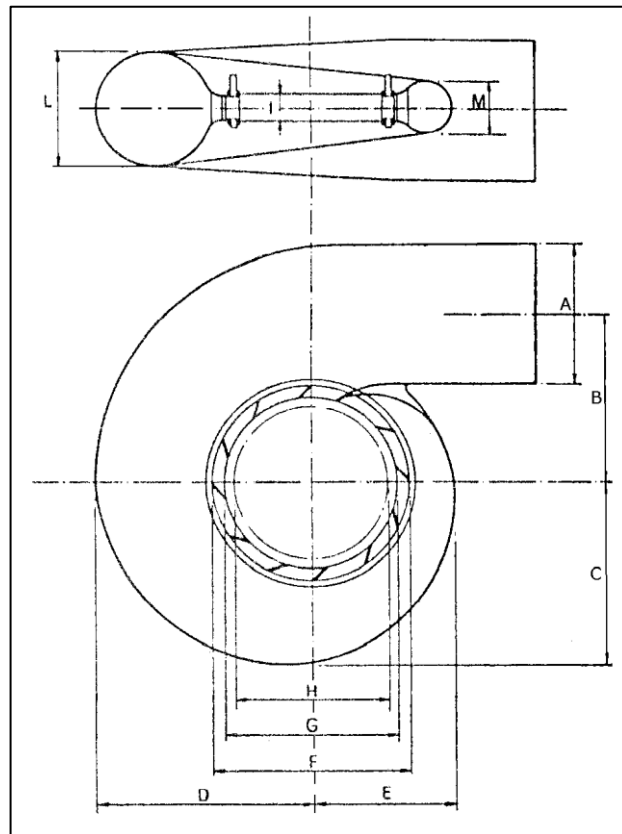


Figura 6.13 Plano acotado de la caja espiral

6.4.Distribuidor

6.4.1. Introducción

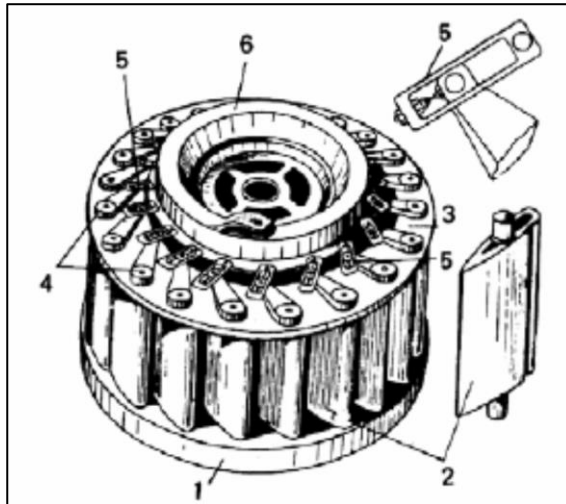
El distribuidor es el elemento encargado de conducir el agua hacia la entrada del rodete con el ángulo (α_1) y la velocidad óptima para obtener su máximo rendimiento, regula el caudal, de manera, que también la potencia suministrada al rodete y minimiza el flujo de entrada de agua al rodete en caso de embalamiento.

Para el caso de las turbinas de reacción, como es el nuestro, el distribuidor Fink es el más utilizado, éste puede ser cilíndrico, axial o cónico según la disposición de los ejes de sus álabes.

6.4.2. Distribuidor Fink y sus tipos de regulación

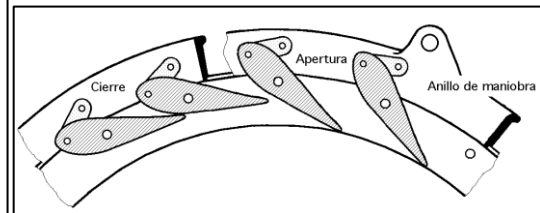
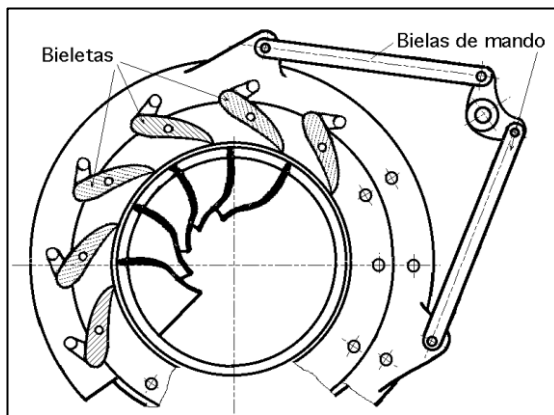
El distribuidor Fink, como se ha descrito anteriormente es el más utilizado en turbinas de reacción, por lo que la instalación contará con un distribuidor Fink con álabes orientables.

El distribuidor Fink está formado por los siguientes elementos:



1. Anillo inferior
2. Álabes orientables
3. Anillo superior
4. Manivelas
5. Bielas regulables
6. Anillo de regulación

Figura 6.14 Distribuidor Fink



Figuras 6.15 y 6.16 Detalle de las bielas y de la apertura de los álabes del distribuidor Fink

- Tipos de regulación

El caudal que llega al rodete a través del distribuidor, puede ser regulado por tres parámetros diferentes, como se muestra en la siguiente expresión.

$$Q = \frac{r_2^2 \cdot w + \frac{\eta_h \cdot g \cdot H_n}{w}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot b_0} \cdot \cotg \alpha_0 + \frac{r_2}{A_2} \cdot \cotg \beta_2} \quad (6.34)$$

- a) Modificando el ángulo de salida del distribuidor α_0
- b) Modificando la altura b_0
- c) Modificando el ángulo de salida de los álabes del rodete β_2

El método de regulación más extendido es la modificación del ángulo de salida del distribuidor α_0 debido a que esta regulación puede realizarse fácilmente con unos mecanismos en el anillo interno o externo del distribuidor, sin embargo, si se desea modificar tanto la altura b_0 como el ángulo de salida del rodete β_2 hay que hacerlo antes de construir el rodete, una vez construido no se pueden modificar estos parámetros.

En la figura siguiente se muestra cómo se realiza la regulación:

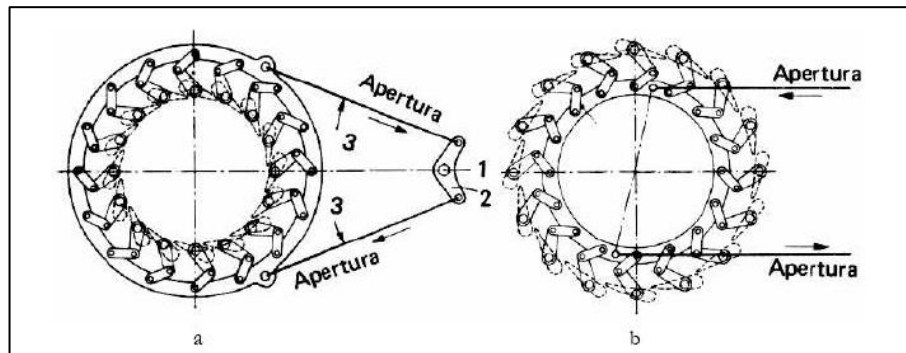


Figura 6.17 Regulación del distribuidor Fink

6.4.3. Diseño del distribuidor Fink

Los parámetros principales para diseñar un distribuidor Fink son:

- Ancho de los álabes b_0
- Ángulo de salida de los álabes del distribuidor α_0
- Diámetro de pivotes: d_g
- Relación $\frac{L}{t}$ (L : cuerda del perfil y t : paso de los álabes en el diámetro d_g)
- Perfil del álabe (forma geométrica y cuerda)

El ángulo de salida de los álabes del distribuidor vendrá dado por la expresión:

$$\alpha_o = t_g^{-1} \left(\frac{K_{vmo}}{K_{vno}} \right) \quad (6.35)$$

Donde:

$$K_{vmo} = \frac{Q}{d_o \cdot b_o \cdot \pi} ; K_{vno} = \frac{2 \cdot r \cdot v_u}{d_o} \quad (6.36) \quad (6.37)$$

$$\alpha_o = \frac{\frac{Q}{d_o \cdot b_o \cdot \pi}}{\frac{2 \cdot r \cdot v_u}{d_o}} = \frac{Q}{2 \cdot r \cdot v_u \cdot b_o \cdot \pi}$$

Al desconocer el valor de v_u , tenemos que recurrir a la Ecuación de Euler:

$$H_t \cdot g = u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2} \quad (6.38)$$

La bibliografía como se ha visto anteriormente, recomienda utilizar un rendimiento hidráulico de 0,905, por lo tanto:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H_n} \quad (6.39)$$

$$H_t = \eta_h \cdot H_n = 0,905 \cdot 49,88 \rightarrow H_t = 45,14 \text{ m}$$

Lo ideal sería que no hubiera momento cinético a la salida, pero en la realidad no es así, por esto, estimamos que es el 10% del momento inicial.

$$H_t \cdot g = u_1 \cdot v_{u1} - 0,1 \cdot u_1 \cdot v_{u1} = 0,9 \cdot u_1 \cdot v_{u1}$$

Al ser una turbina Francis normal, y su ángulo $\beta_1 = 90^\circ$, se cumple que $u_1 = v_{u1}$, por lo tanto:

$$H_t \cdot g = u_1^2 - 0,1 u_1^2 = 0,9 u_1^2$$

Al conocer la velocidad de rotación (n), y los diámetros podemos obtener la velocidad de arrastre a la entrada del rodete:

$$u_1 = \omega \cdot \frac{d_{1e}}{2} \quad (6.40)$$

$$u_1 = 750 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{0,691}{2} \rightarrow \mathbf{u_1 = v_{1u} = 27,14 \text{ m/s}}$$

Ya se puede calcular el valor del ángulo de salida de los álabes del distribuidor:

$$\alpha_0 = tg^{-1} \left(\frac{Q}{2 \cdot r_{1e} \cdot V_{u1} \cdot b_o \cdot \pi} \right) \rightarrow \alpha_0 = tg^{-1} \left(\frac{2,4896}{2 \cdot \frac{0,691}{2} \cdot 27,14 \cdot 0,171 \cdot \pi} \right)$$

$$\alpha_0 = \mathbf{13,86^\circ}$$

El ángulo máximo que podrán alcanzar los álabes del distribuidor será:

$$\alpha_{m\acute{a}x} = 1,25 \cdot \alpha_0 \rightarrow \alpha_{m\acute{a}x} = \mathbf{17,33^\circ} \quad (6.41)$$

El diámetro del borde de salida de los álabes del rodete cuando se encuentren en la posición de máxima apertura será:

$$d_0 = 1,05 \cdot d_{1e} \rightarrow \mathbf{d_0 = 0,725 \text{ m}} \quad (6.42)$$

En la figura se muestra las diferentes posiciones que pueden adoptar los álabes del distribuidor:

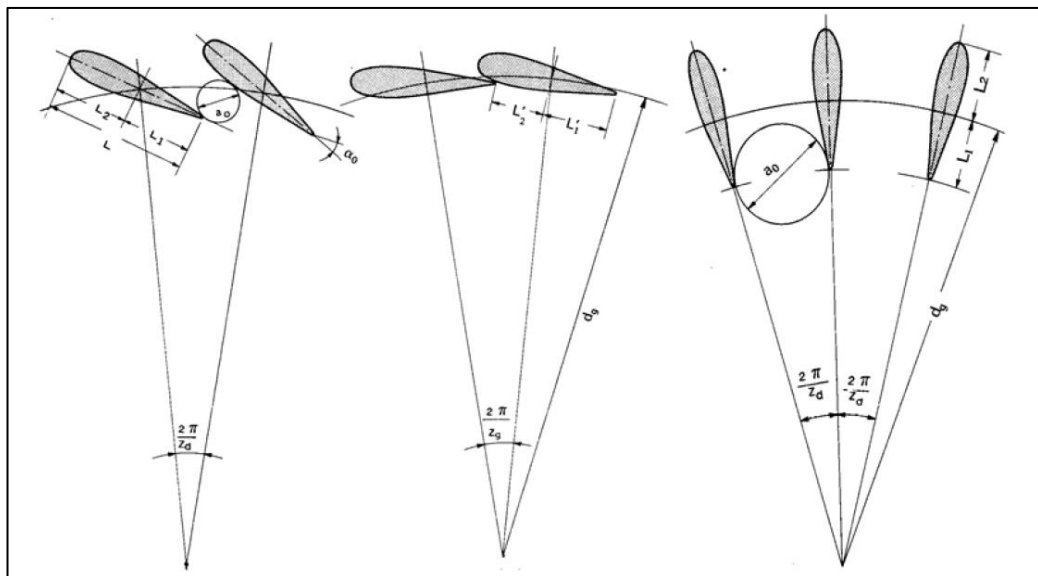


Figura 6.18 Diferentes posiciones para los álabes del distribuidor Fink

- Número de álabes del distribuidor

Es habitual aumentar el número de álabes del distribuidor al aumentar el tamaño de la turbina, ya que, disminuirá la cuerda de los perfiles de los álabes para que el cierre del flujo hacia el rodete sea el máximo.

$$Z_d = \frac{\sqrt{d_0}}{4} + 4 \text{ a } 6 \quad (6.43)$$

El valor de Z_d no de ser igual ni múltiplo del número de álabes del rodete para minimizar la transmisión de vibraciones al rodete y a la tubería forzada. Normalmente para una turbina Francis el número de álabes del distribuidor debe de estar comprendido entre 12 y 18 álabes.

$$Z_d = \frac{\sqrt{725}}{4} + 6 \rightarrow Z_d = 12$$

Se tienen 13 álabes en el distribuidor por lo que es un número que está dentro del rango concretado para turbinas Francis.

- Perfil de los álabes del distribuidor

El perfil de los álabes del distribuidor deberá cumplir los siguientes requisitos:

- Han de ser convergentes ya que el fluido tendrá que ver incrementada su velocidad para poder obtener el máximo rendimiento posible.
- Tener un perfil aerodinámico para poder minimizar las pérdidas

A continuación, se obtiene el paso de los álabes en el diámetro de los pivotes d_g :

$$t_d = \frac{d_g \cdot \pi}{Z_d} \quad (6.44)$$

Las distancias desde los extremos del álabe hasta el eje de giro del mismo son:

$$L_1 = \left(\frac{0,55}{0,65} \right) t_d ; L_1 = \left(\frac{1,8}{1,2} \right) \cdot r \quad (6.45) \quad (6.46)$$

$$\frac{L_1}{r} = 1,5 \rightarrow L_1 = 0,85 \cdot t_d$$

$$d_g = \frac{d_0}{1 - \frac{2 \cdot \pi \cdot \text{sen}(\alpha_{m\acute{a}x})}{Z_d \cdot \left(1 + \frac{L_1}{r}\right)}} \rightarrow d_g = 0,769 \text{ m} \quad (6.47)$$

$$L_2 = \left(\frac{1,3}{1,5}\right) \cdot r \quad (6.48)$$

$$L = L_1 + L_2 \quad (6.49)$$

$$L_1 = 0,6 \cdot t_d \rightarrow t_d = \frac{\pi \cdot d_g}{Z_d} \rightarrow t_d = 0,186 \text{ m}$$

$$L_1 = 0,112 \text{ m}$$

$$r = \frac{L_1}{1,5} \rightarrow r = 0,075 \text{ m}$$

$$L_2 = \frac{1,3}{1,5} \cdot r \rightarrow L_2 = 0,065 \text{ m}$$

$$L = L_1 + L_2 \rightarrow L = 0,177 \text{ m}$$

6.5. Diseño del tubo de aspiración

6.5.1. Introducción

El tubo de aspiración es el elemento de la turbina que se encarga de recoger el agua que ya ha sido turbinada. Este tubo de descarga también es muy importante en el diseño de una turbina, porque no solo es una conducción para conducir el agua, sino que tiene dos propósitos más que harán que se incremente el rendimiento de nuestra instalación, se describen a continuación:

El primero de ellos es recuperar la altura estática de aspiración, lo cual crea una depresión en su interior por lo que genera un efecto de aspiración desde el rodete hacia él. Con ello el rodete dispondrá de un mayor salto de presiones, por lo tanto, obtener mayor potencia y mejorar su rendimiento. La sección del tubo debe ser cilíndrica.

El segundo es recuperar la altura dinámica del flujo a la salida del rodete, para ello se necesita, que la sección del tubo vaya incrementándose paulatinamente.

Para nuestra instalación se ha seleccionado un tubo de aspiración acodado según el método de Siervo y Leva al igual que en la caja espiral.

6.5.2. Diseño del tubo de aspiración

El método de Siervo y Leva para calcular las dimensiones que debe tener el tubo de aspiración de la instalación, se basa al igual que en la caja espiral en una serie de ecuaciones, en las que los parámetros calculados, aparecen en función de la velocidad específica y del diámetro exterior de salida del rodete.

Siendo $D_{2e} = 0.691 \text{ m}$ y $n_s = 182,06$

$$N = D_{2e} \left(1,54 + \frac{203,5}{n_s} \right) \rightarrow N = 1,836 \text{ m} \quad (6.50)$$

$$O = D_{2e} \left(0,83 + \frac{140,7}{n_s} \right) \rightarrow O = 1,079 \text{ m} \quad (6.51)$$

$$P = D_{2e} (1,37 - 0,00056 \cdot n_s) \rightarrow P = 0,876 \text{ m} \quad (6.52)$$

$$Q = D_{2e} \left(0,58 + \frac{22,6}{n_s} \right) \rightarrow Q = 0,486 \text{ m} \quad (6.53)$$

$$R = D_{2e} \left(1,16 - \frac{0,0013}{n_s} \right) \rightarrow R = 0,802 \text{ m} \quad (6.54)$$

$$S = \frac{D_{2e} \cdot n_s}{0,25n_s - 9,28} \rightarrow S = 3,471 \text{ m} \quad (6.55)$$

$$T = D_{2e} (1,5 - 1,9 \cdot 10^{-4} n_s) \rightarrow T = 1,013 \text{ m} \quad (6.56)$$

$$U = D_{2e} (0,51 - 7 \cdot 10^{-4} n_s) \rightarrow U = 0,264 \text{ m} \quad (6.57)$$

$$V = D_{2e} \left(1,10 + \frac{53,7}{n_s} \right) \rightarrow V = 0,964 \text{ m} \quad (6.58)$$

$$Z = D_{2e} \left(2,63 + \frac{33,8}{n_s} \right) \rightarrow Z = 1,945 \text{ m} \quad (6.59)$$

En la figura 6.19 se muestran las dimensiones calculadas anteriormente:

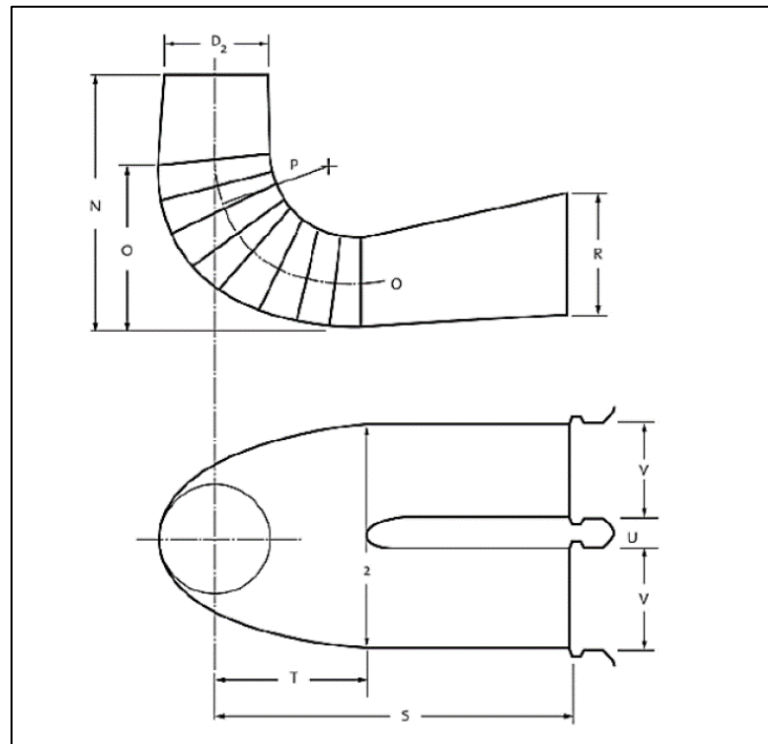


Figura 6.19 Plano acotado tubo de aspiración acodado

6.6. Triángulos de velocidad

Una vez realizados los cálculos para el diseño de la tubería forzada y de la turbina, estamos en disposición de conocer cuáles serán las velocidades que se den en la entrada y salida del rodete la turbina y poder representarlos gráficamente.

6.6.1. Entrada

- Velocidad de arrastre o tangencial calculada en apartados anteriores:

$$u_1 = 27,14 \text{ m/s}$$

- La componente tangencial de la velocidad absoluta también ya calculada:

$$v_{1u} = 27,14 \text{ m/s}$$

- Conocido que es una turbina normal, tiene que cumplir que el ángulo formado entre la velocidad relativa y la velocidad de arrastre sea de 90° :

$$\beta_1 = 90^\circ$$

Debido a esto, la velocidad relativa, no tendrá componente tangencial:

$$w_{1u} = 0 \text{ m/s}$$

- El ángulo α_1 ya conocido:

$$\alpha_1 = \alpha_0 = 13,86^\circ$$

- Velocidad meridional y velocidad relativa:

$$C_{m1} = w_1 \rightarrow \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{C_{m1}}{v_{1u}} \quad (6.60)$$

$$C_{m1} = w_1 = 6,69 \text{ m/s}$$

- Realizando operaciones trigonométricas obtenemos los parámetros restantes.

$$\operatorname{sen} \alpha_1 = \frac{C_{m1}}{v_1} \rightarrow v_1 = \frac{C_{m1}}{\operatorname{sen} \alpha_1} \quad (6.61)$$

$$v_1 = 27,93 \text{ m/s}$$

El triángulo de velocidades correspondiente a la entrada del rodete será:

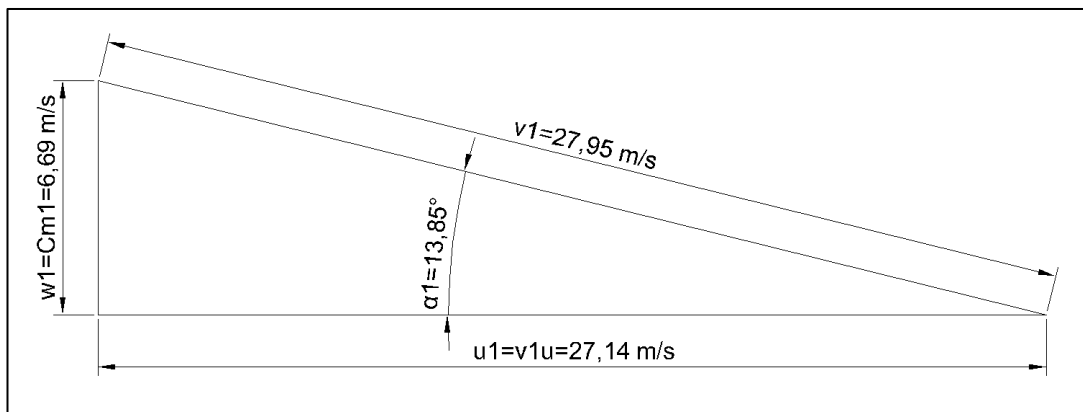


Figura 6.20 Triángulo de velocidades a la entrada del rodete

6.6.2. Salida

- Velocidad de arrastre o tangencial

$$u_2 = R_{2e} \cdot \omega \quad (6.61)$$

$$u_2 = \frac{0,652}{2} \cdot 750 \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$\mathbf{u_2 = 25,6 \text{ m/s}}$$

- Velocidad meridional

$$C_{m2} = \frac{\eta_v \cdot Q}{\pi \cdot D_{2e}^2 \cdot b2} \quad (6.62)$$

$$C_{m2} = \frac{0,98 \cdot 2,4896}{\pi \cdot 0,652^2 \cdot 0,158}$$

$$\mathbf{C_{m2} = 11,54 \text{ m/s}}$$

- Mediante la ecuación de Euler obtenemos la componente tangencial de la velocidad absoluta de salida.

$$H_t \cdot g = u_1 \cdot v_{1u} - u_2 \cdot v_{2u}$$

$$\mathbf{v_{2u} = 5,46 \text{ m/s}}$$

- De manera análoga al triángulo de entrada, realizando operaciones trigonométricas obtenemos los siguientes valores.

$$u_2 = v_{2u} + w_{2u} \rightarrow w_{2u} = u_2 - v_{2u} \quad (6.63)$$

$$\mathbf{w_{2u} = 20,14 \text{ m/s}}$$

$$\alpha_2 = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{v_{2u}} \right) \quad (6.64)$$

$$\mathbf{\alpha_2 = 64,68^\circ}$$

$$v_2 = \frac{v_{2u}}{\cos \alpha_2} \quad (6.65)$$

$$v_2 = 12,77 \text{ m/s}$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{m2}}{w_{2u}} \right) \quad (6.66)$$

$$\beta_2 = 29,81^\circ$$

$$\sin \beta_2 = \frac{C_{m2}}{w_2} \rightarrow w_2 = \frac{C_{m2}}{\sin \beta_2} \quad (6.67)$$

$$w_2 = 23,21 \text{ m/s}$$

El triángulo de velocidades correspondiente a la salida del rodete será:

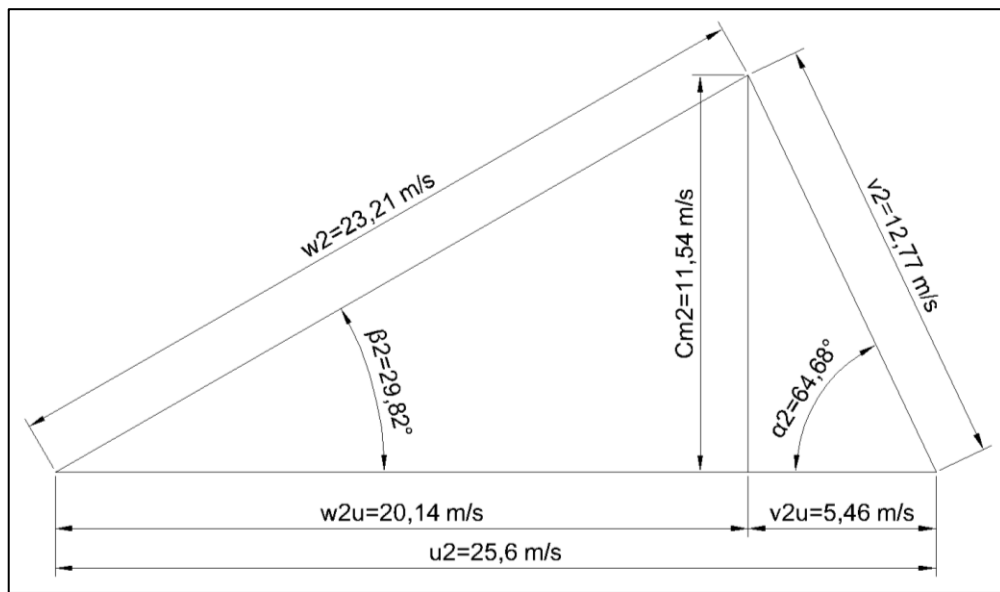


Figura 6.21 Triángulo de velocidades a la salida del rodete

7. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LAS TURBINAS

Con este estudio, se pretende determinar cómo se comporta la turbina Francis anteriormente diseñada para cada punto de funcionamiento, es decir, a partir de sus curvas características.

Las curvas características son una información muy útil de la turbina, ya que con éstas, a simple vista, se puede conocer con qué rendimientos, caudales, alturas, etc. Trabará la turbina y se podrá conocer toda la información brevemente.

Se va a estudiar el caso para cuando la turbina esté funcionando con una velocidad de giro constante y el ángulo de apertura de los álabes del distribuidor es fijo.

En las centrales hidroeléctricas, tanto la altura como la velocidad de rotación permanecen constantes, ya que la altura es la de la propia instalación y la velocidad de rotación de la turbina debe de permanecer fija debido a que la generación de la electricidad ha de ser a una frecuencia fija como se ha visto anteriormente.

De acuerdo a las restricciones que se han planteado, sólo se puede variar el caudal que pasará por el rodete de la turbina, produciendo una determinada cantidad de potencia.

$$\dot{W}_u = \eta_{total} \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n$$

Para poder realizar el estudio, partimos de los triángulos de velocidad teniendo en cuenta condiciones uniformes tanto en la entrada como la salida del rodete.

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{C_{m1}}{v_{u1}}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C_{m2}}{v_{u2}}$$

$$v_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

- Altura útil

Si tenemos en cuenta la ecuación de Euler y sustituimos las ecuaciones anteriores:

$$g \cdot H_u = u_1 \cdot v_{u1} - u_2 \cdot v_{u2}$$

$$g \cdot H_u = u_1^2 - u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

Al tener que dejar la ecuación en función del caudal, se debe de tener en cuenta la ecuación de continuidad:

$$Q = C_{m1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1 = C_{m2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2$$

Al introducirla en la ecuación de Euler y ya simplificada:

$$H_u = \frac{\pi \cdot Q \cdot n}{60 \cdot g} \cdot \left(\frac{D_{1e}}{\Omega_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{D_{2e}}{\Omega_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right) - \frac{\pi^2 \cdot D_{2e}^2 \cdot n^2}{3600 \cdot g}$$

Se puede escribir de la siguiente forma:

$$H_u = BQ - A ; \text{Siendo} \begin{cases} A = \frac{u_2^2}{g} = \frac{\pi^2 \cdot D_{2e}^2 \cdot n^2}{3600 \cdot g} \\ B = \frac{n}{60 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{b_1 \cdot k_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{4}{D_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2} \right) \end{cases}$$

Donde k_1 es un coeficiente experimental cuyo valor para turbinas Francis es 1,36

La gráfica de la altura útil es:

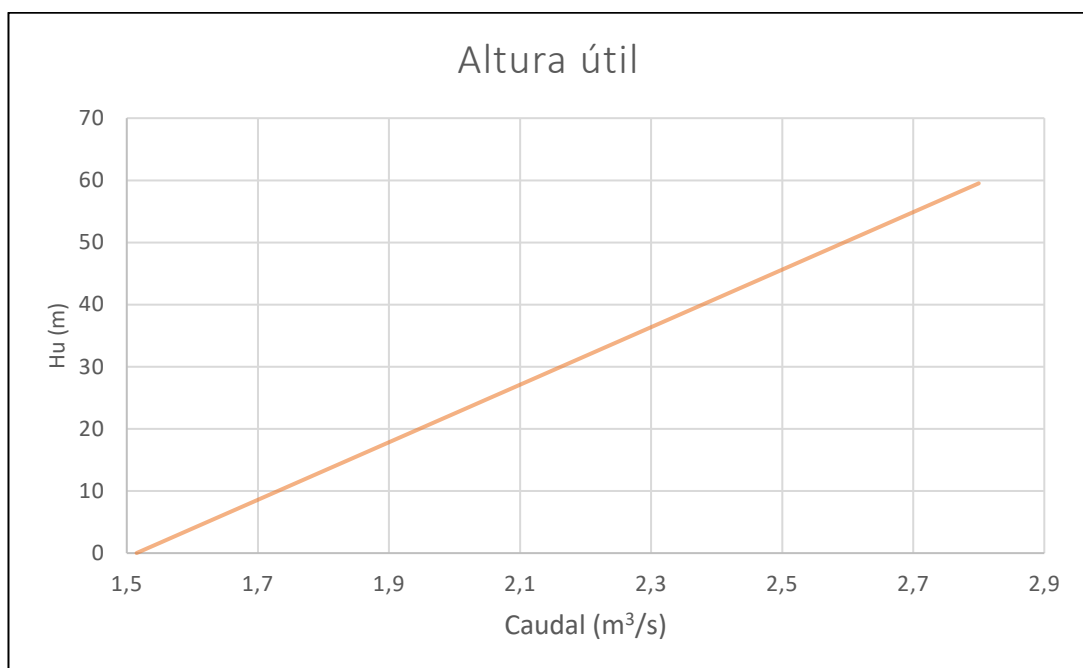


Figura 7.1 Altura útil frente al caudal

- **Altura neta**

La altura neta, se podrá calcular sumando las curvas de altura útil y las pérdidas hidráulicas que se producen en el interior de la turbina.

Estas pérdidas se producen por dos factores: Uno de ellos se debe a la fricción de la corriente de agua en el distribuidor (h_d), rodete (h_r) y tubo de aspiración (h_s), y el otro se da cuando la turbina no funciona en las condiciones de diseño, por lo tanto, se da una pérdida por el cambio brusco de dirección del flujo y por el choque producido del flujo con los álabes al entrar en el rodete.

Si lo expresamos en forma de ecuación:

$$H_n = H_u + P_1 + P_2 \quad (7.1)$$

Donde P_1 son las pérdidas por fricción y P_2 son las pérdidas por choque.

La ecuación de la altura neta es:

$$H_n = -A + B \cdot Q + C \cdot Q^2$$

Donde $C = k_1 + k_2$ y k_2 es de nuevo, un coeficiente experimental con un valor de 0,765.

Por lo tanto, la gráfica de la altura neta es:

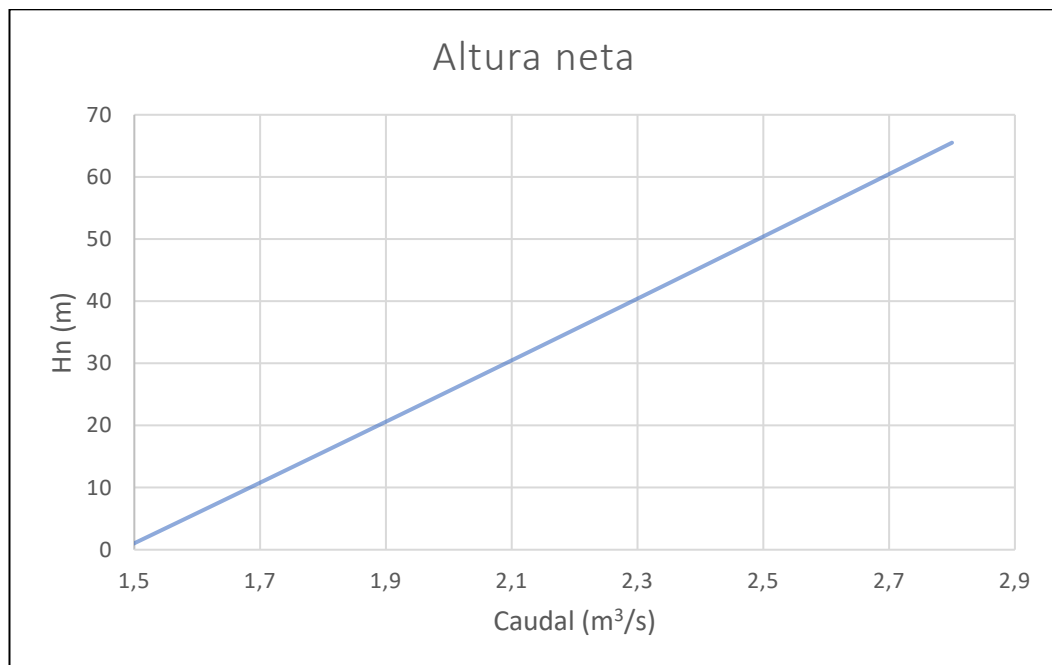


Figura 7.2 Altura neta frente al caudal

- Potencia útil

La curva de la potencia útil, vendrá dada por la siguiente expresión:

$$\dot{W}_u = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_u$$

Si representamos la potencia útil frente al caudal:

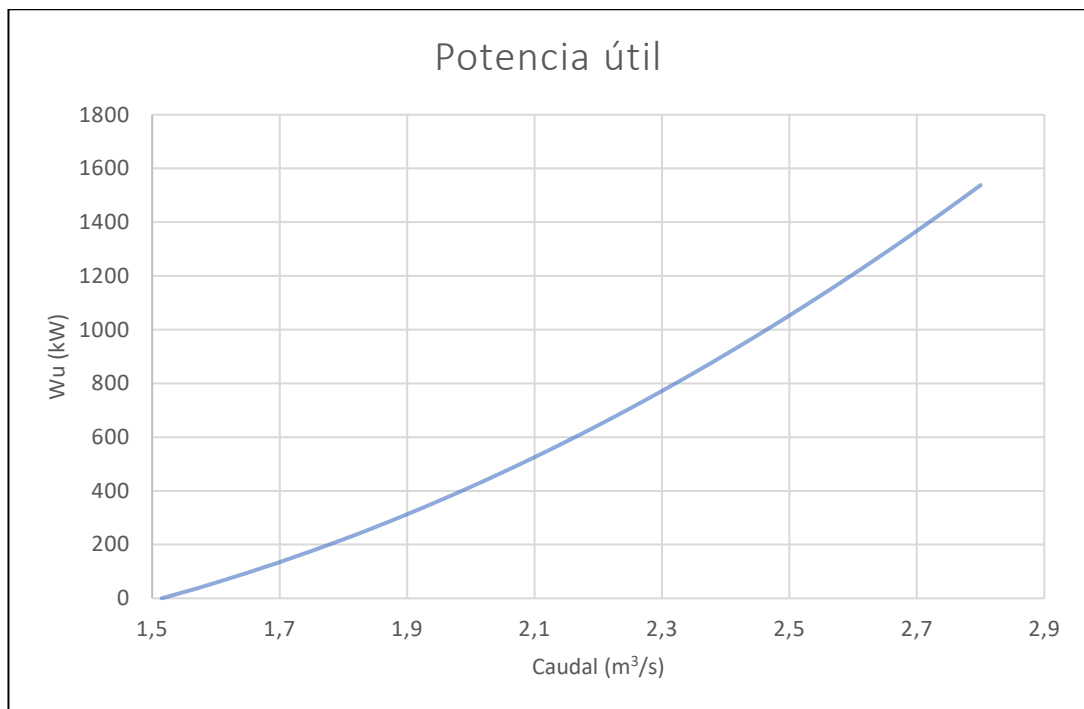


Figura 7.3 Potencia útil frente al caudal

- Rendimiento hidráulico

La curva del rendimiento hidráulico se obtiene:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H_n}$$

Su representación gráfica es:

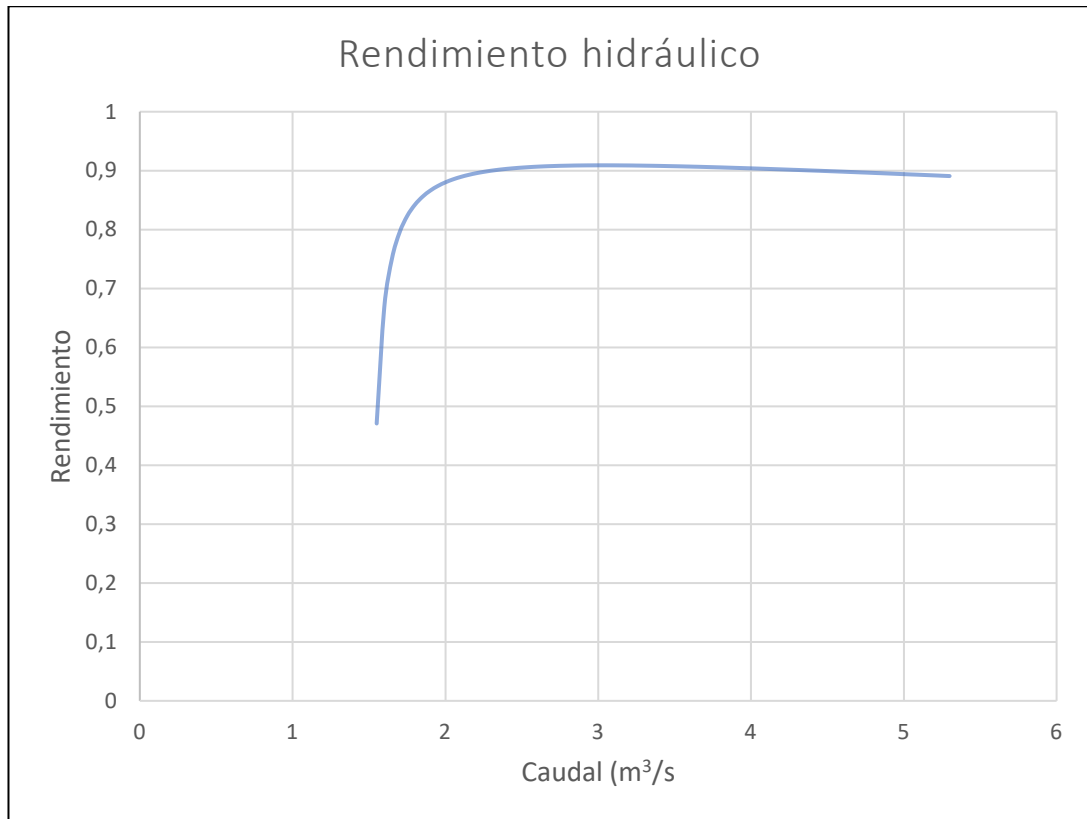


Figura 7.4 Rendimiento hidráulico frente al caudal

8. IMPACTO AMBIENTAL

El estudio del impacto ambiental tiene por objeto analizar y valorar desde el punto de vista ambiental el entorno de este estudio, para ello entendemos por entorno el espacio físico biológico y socioeconómico de la minicentral proyecto.

Para determinar el impacto ambiental se debe utilizar la matriz tipo Leopold en dos fases diferenciadas: Fase de construcción y fase de funcionamiento, como se muestra a continuación.

8.1. Fase de construcción:

Elemento del medio		Impacto generado
Espacio físico	Geología	- Cambios de relieve - Riesgos geológicos - Eliminación de suelo - Cambios en la erosión y sedimentación - Contaminación del suelo
	Hidrología	- Cambio en la calidad del agua
	Atmósfera	- Cambio en la calidad del aire - Aumento de niveles sonoros
Espacio biológico	Vegetación y hábitats naturales	- Eliminación de la vegetación - Degradación de la vegetación - Impacto importante sobre el paisaje
	Fauna	- Alteración o disminución de la superficie del hábitat - Impactos sobre fauna acuática - Impactos sobre fauna terrestre
Espacio socioeconómico		- Molestias a la población por incremento del tráfico y construcción en general - Afecciones a las propiedades por expropiaciones - Afección al turismo

Tabla 8.1 Matriz Leopold fase de construcción

8.2. Fase de funcionamiento

Elemento del medio		Impacto generado
Espacio físico	Geología	- Contaminación y/o alteración del suelo
	Hidrología	- Contaminación y/o alteración en la calidad de las aguas
	Atmósfera	- Posible afección por ruido
Espacio biológico	Vegetación y hábitats naturales	- Pérdida de hábitat
	Fauna	- Alteración en el comportamiento - Molestias a las aves - Impactos sobre fauna acuática - Paso de fauna acuática por la turbina - Impactos sobre fauna terrestre
Espacio socioeconómico		- Molestias a la población por funcionamiento - Afección al turismo - Riesgo por situaciones accidentales

Tabla 8.2 Matriz Leopold fase de funcionamiento

Además de los beneficios en líneas generales económicos, accesos para la población, turismo y ocio, el análisis de los elementos expuestos en estas matrices, permite determinar que este estudio es compatible con el entorno en el que se ubica, no hallando impactos medioambientales significativos que deterioren los espacios físicos, biológicos y socioeconómicos de la zona.

9. CONCLUSIONES

El objeto de este proyecto ha sido el diseño y estudio de viabilidad de una minicentral hidráulica. La selección de este tema ha venido dada por el interés por las energías renovables como respuesta al alarmante cambio climático.

A lo largo de los distintos apartados se han estudiado las condiciones hidrológicas de la zona para determinar la viabilidad de la instalación de una minicentral hidroeléctrica en el embalse de Zahara de la Sierra.

Como se expuso en el apartado dedicado a objetivos uno de los aspectos fundamentales de este proyecto es el estudio del recurso hidráulico.

En primer lugar, los datos proporcionados por Red Hidrosur desde el año 2010 hasta junio de 2019 han permitido conocer la información necesaria sobre volumen, altura y caudal ecológico para determinar cuál es el caudal aprovechable para la obtención de energía eléctrica. El estudio hidráulico concluyó que el caudal de terminación, que será el caudal de diseño de la turbina es $2,4896 \text{ m}^3/\text{s}$.

La tubería forzada es un elemento importante para la viabilidad del estudio. Se ha determinado el diámetro, las pérdidas por conducción producidas en el interior y el espesor de la misma. En primer lugar, se ha de concretar el diámetro más económico que se ajuste a la instalación, en este caso fue de 1,25 metros. Las pérdidas ocasionadas al paso de la corriente de agua a través de la tubería forzada son de 1,68 metros, siendo éstas el 3,26 % de la altura total. Por tanto, el salto del que se dispone es de 49,88 metros.

Otro aspecto importante a considerar en la instalación de la tubería forzada es su espesor, ya que, los efectos del golpe de ariete la deteriorarían e incluso podrían destruirla. Este estudio nos permitió determinar que el espesor de la tubería debería ser de 10 mm, para soportar dichas cargas y que las dilataciones de la misma fueran mínimas.

Los datos de caudal y salto disponible permitieron obtener la primera aproximación para la elección del tipo de turbina a instalar. Para la determinación de la misma se utilizó el parámetro adimensional de la velocidad específica, concluyéndose que debería instalarse una turbina Francis normal con una potencia de aproximadamente 1MW.

La turbina Francis a instalar, deberá tener una velocidad de rotación de 750 rpm, el generador síncrono contará con 4 pares de polos y la velocidad específica de la turbina será de 1,19.

El último objetivo de este estudio, como se señaló en el apartado correspondiente, sería el diseño de los distintos elementos mecánicos con los que cuenta la turbina Francis.

Los cálculos realizados según el método de Bovet para obtener los diámetros de entrada y salida del rodete, determinan que el diámetro exterior de entrada es de 0,691 m y el diámetro exterior de salida es de 0,652 m. El rodete contará con 13 álabes.

Una vez conocidas las dimensiones del rodete, el elemento estudiado ha sido la cámara espiral, ha sido diseñada según el método de Siervo y Leva. La cámara espiral es de sección circular y metálica.

El distribuidor, cuya función es principalmente regular la potencia de la turbina en función del caudal y cuenta con 12 álabes. El tipo distribuidor elegido para instalarlo en la turbina Francis ha sido el distribuidor Fink, puesto que es el más usual para turbinas Francis normales. El ángulo de apertura será de 13,86°, pudiendo alcanzar un ángulo máximo de 17,33°.

El tubo de aspiración también ha sido diseñado según el método de Siervo y Leva, éste es un tubo acodado de sección circular a la salida del rodete y de sección rectangular en su desembocadura.

Por último, se obtienen las curvas características de la turbina para un régimen de giro y apertura de álabes constante. Se representaron la altura útil, altura neta, potencia útil y rendimiento hidráulico en función del caudal. En la gráfica que relaciona el rendimiento hidráulico con el caudal, se puede comprobar que se ha obtenido el máximo rendimiento para el caudal del que se disponía.

A lo largo de este apartado, queda demostrado que se ha dado respuesta a los objetivos propuestos del estudio, pudiendo concluir que el embalse de Zahara de la Sierra es adecuado para la construcción de una central minihidráulica y el tipo de turbina óptimo sería Francis normal.

10.ANEXO DE FIGURAS

Figura 2.1 Generación mundial de energías renovables.....	7
Figura 2.2 Desglose por CC.AA de la potencia total acumulada con CC.HH menores de 10 MW a finales del 2004. Fuente: IDAE	8

Figura 2.3 Generación energía eléctrica en España. Fuente: Agencia Andaluza de la Energía.....	9
Figura 2.4 Central de agua fluyente.....	11
Figura 2.5 Central hidroeléctrica de pie de presa.	12
Figura 2.6 Central hidroeléctrica de bombeo.	12
Figura 2.7 Central hidroeléctrica de canal de riego.	13
Figura 2.8 Central mareomotriz.....	13
Figura 2.9 Estructura de una central minihidráulica.....	15
Figura 2.10 Turbina y generador eléctrico vista en corte	15
Figura 2.11 Tipos de turbinas según la dirección en la que entra el agua	16
Figura 2.12 Tipos de turbinas según cómo mueve el agua el eje de la turbina	17
Figura 2.13 Turbina Kaplan.....	17
Figura 2.14 Turbina Pelton.....	18
Figura 2.15 Turbina Francis	18
Figura 4.1 Embalse de Zahara de la Sierra	20
Figura 4.3 Plano de la sección del embalse de Zahara de la Sierra.	22
Tabla 4.5 Uso actual del pantano.....	23
Figura 4.5 Volumen medio de agua embalsada en los años 2010 al 2019.	23
Figura 4.6 Altura media del agua embalsada en los años 2010 al 2019.....	24
Figura 5.1 Turbulencia generada tras un obstáculo	28
Tabla 5.1 Coeficientes de rugosidad.....	28
Figura 5.2 Estrechamiento brusco	30
Figura 5.3 Coeficiente rejas.....	31
Figuras 5.4 y 5.5 Efectos del golpe de ariete en tuberías	33
Figura 5.6 Chimenea de equilibrio	33
Figura 6.1 Gráfica que estima la selección de turbina en función de la altura y caudal	40

Figura 6.2 Gráfica orientativa que relaciona altura neta y velocidad específica.....	41
Figura 6.3 Triángulos de velocidades para turbinas Francis lenta, normal y rápida respectivamente	45
Figura 6.4 Sección de una turbina Francis	45
Figura 6.5 Plano de los parámetros calculados.....	47
Figura 6.6 Secciones y superficies de álabe	47
Figura 6.7 Perfiles hidráulicos según n_0	48
Figura 6.8 Perfil hidráulico formado por las curvas límites inferior y superior	51
Figura 6.9 Diámetros interior y exterior del rodete	53
Figura 6.10 Gráfica orientativa del número de álaves en función de ns	55
Figura 6.11 Cámara espiral de una turbina Francis	56
Figura 6.12 Posibles secciones de una caja espiral	56
Figura 6.13 Plano acotado de la caja espiral	58
Figura 6.14 Distribuidor Fink.....	59
Figuras 6.15 y 6.16 Detalle de las bielas y de la apertura de los álaves del distribuidor Fink.....	59
Figura 6.17 Regulación del distribuidor Fink.....	60
Figura 6.18 Diferentes posiciones para los álaves del distribuidor Fink.....	63
Figura 6.19 Plano acotado tubo de aspiración acodado.....	66
Figura 6.20 Triángulo de velocidades a la entrada del rodete	67
Figura 6.21 Triángulo de velocidades a la salida del rodete	69
Figura 7.1 Altura útil frente al caudal.....	71
Figura 7.2 Altura neta frente al caudal	72
Figura 7.3 Potencia útil frente al caudal	73
Figura 7.4 Rendimiento hidráulico frente al caudal	74

11.ANEXO DE TABLAS

Tabla 2.1 Entrada en competitividad de las tecnologías renovables eléctricas.	6
Tabla 2.2 Datos de potencia eléctrica renovable en Andalucía (MW). Fuente: Agencia Andaluza de la Energía.....	10
Tabla 2.3. Evolución Anual potencia eléctrica renovable en Andalucía (MW). Fuente: Agencia Andaluza de la Energía	10
Tabla 2.4 Tipos de centrales hidráulica según potencia eléctrica.....	11
Tabla 4.1 Hidroeléctricas en la provincia de Cádiz.....	19
Tabla 4.2 Hidroeléctricas en la provincia de Cádiz.....	20
Tabla 4.3 Datos generales del embalse.....	21
Tabla 4.4 Datos técnicos del embalse.....	22
Tabla 6.1 Relación entre número de pares de polos y velocidad de rotación.....	42
Tabla 6.2 Tipos de turbinas según su velocidad específica.....	43
Tabla 6.3 Tipos de turbinas en función de la potencia específica	44
Tabla 6.4 Valores de los parámetros en función de $d1e$	46
Tabla 6.5 Valores dimensionales de los parámetros.....	46
Tabla 6.6 Valores relativos y absolutos del canal del rodete.....	50
Tabla 6.7 Valores de los diámetros del rodete.....	53
Tabla 8.1 Matriz Leopold fase de construcción	75
Tabla 8.2 Matriz Leopold fase de funcionamiento	76

12.BIBLIOGRAFÍA

BOVET, M. Th. Contribution a l'étude du tracé d'aubage d'une turbine a réactin type Francis Runner Desing. ASME Paper Number 61-WA-155.

CONSEJERÍA DE AGRICULTURA, PESCA Y MEDIO AMBIENTE (2018). *Implantación del régimen de caudales ecológicos. Demarcación hidrológica del Guadalete y Barbate*. Sevilla. Recuperado el 15 de julio de 2019 de

https://www.juntadeandalucia.es/medioambiente/portal_web/agencia_andaluza_del_agua/nueva_organizacion_gestion_integral_agua/planificacion/planes_aprobados_consejo_gobierno/guadalete_barbate_aprobado/anejos_memoria/Anejo05_CaudalesEcologicos_GB/Anejo05_Caudalesecologicos_GB.pdf

CONSEJERÍA DE AGRICULTURA Y AGUA DE LA COMUNIDAD AUTÓNOMA DE LA REGIÓN DE MURCIA. *Anejo 05: Cálculos Hidráulicos*. Murcia. Recuperado el 21 de julio de

<https://www.carm.es/web/PDescarga?IDCONTENIDO=1618&PARAM=%3FidDocumento%3Dworkspace%3A%2F%2FSpacesStore%2Ff52437ad-34e9-4dc0-a54c-8bad303ad988%2F1.0%26fechaVersion%3D19092014122653%26descargar%3Dtrue>

CONSEJERÍA DE MEDIO AMBIENTE Y ORDENACIÓN DEL TERRITORIO, JUNTA DE ANDALUCÍA (2015). *Río Guadalete*. ISBN: 978-84-16591-00-8. Recuperado el 27 de junio de 2019 de <http://www.juntadeandalucia.es/medioambiente/rioguadalete>

FERNÁNDEZ DÍEZ, P. *Turbinas hidráulicas*. Recuperado el 26 de junio de 2019 de <http://es.pfernandezdiez.es/libro/?id=10>

GARCÍA GUTIÉRREZ, H. y NAVA MASTACHE, A. *Selección y dimensionamiento de turbinas hidráulicas para centrales hidroeléctricas* (2014). Mexico: Universidad Nacional Autónoma de México. Recuperado el 14 de julio de 2019 de http://www.ingenieria.unam.mx/~deptohidraulica/publicaciones/pdf_publicaciones/SELEC_yDIMENSIONAMIENTOdeTURBINAS.pdf

GONZÁLEZ GÓMEZ, F. J. y TORRES RAMOS, A. *Estudio de potencial y viabilidad para la recuperación de centrales minihidráulicas en Andalucía*. Sevilla. Recuperado el 10 de julio de 2019 de

https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/minihidraulica/minihidraulica/static/pdf/INFORME_AUTONOMICO.pdf

MATAIX, Claudio. *Turbomáquinas hidráulicas*. Madrid: ICAI, D.L., 1975.

MERINO AZCÁRRAGA, José María. Manual de eficiencia energética en instalaciones de bombeo. Bilbao: Ente Vasco de la Energía, 2001.

RUIZ DEL PORTAL, A. (2003). Presas. Su relación con el medio ambiente. *Revista I.T.*, 62.

VEDMA ROBLES, A. y ZAMORA PARRA, B. (2008) *Teoría y problemas de máquinas hidráulicas*. Cartagena: Horacio Escarbajal

ZOPPETTI JÚDEZ, G. (1974). Centrales Hidroeléctricas. Barcelona: Gustavo Gil.