



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

**ESTUDIO DEL
APROVECHAMIENTO HIDRÁULICO
PARA UNA MINICENTRAL
HIDROELÉCTRICA**

Alumno: Alejandro Collado Montávez

Tutor: Prof. D. Mario Miró Barnés
Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Febrero, 2018



UNIVERSIDAD DE JAÉN
Escuela Politécnica Superior de Linares

Trabajo Fin de Grado

ESTUDIO DEL APROVECHAMIENTO HIDRÁULICO PARA UNA MINICENTRAL HIDROELÉCTRICA

Alumno: Alejandro Collado Montávez

Tutor: Prof. D. Mario Miró Barnés

Depto.: Ingeniería Mecánica y Minera

Febrero, 2018

ÍNDICE

1. RESUMEN	4
2. INTRODUCCIÓN	5
2.1. El agua como recurso	5
2.2. Energía hidroeléctrica	5
2.3. Centrales hidroeléctricas	6
2.3.1. Clases de centrales hidroeléctricas	7
2.3.2. Criterios para el diseño de una central hidroeléctrica	11
2.3.2.1. Estudio hidrológico	11
2.4. Situación de la energía hidroeléctrica en el mundo.....	12
2.5. Energía hidroeléctrica en España	13
3. ELECCIÓN DEL EMBALSE	14
3.1. Embalse Guadalquivir	16
3.2. Datos del embalse.....	21
3.2.1. Caudal ecológico	21
4. CÁLCULOS PREVIOS	22
4.1. Cálculo potencia bruta y altura bruta	22
4.2. Cálculo pérdidas.....	23
4.2.1. Pérdidas primarias	24
4.2.2. Pérdidas secundarias.....	25
4.3. Altura neta	29
4.4. Espesor de tubería	29
4.5. Dilatación de la tubería	30
4.6. Golpe de ariete	31
5. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA TURBINA	32
5.1. Selección de la turbina	32
5.2. Potencia bruta y potencia útil	33
5.3. Velocidad específica y de giro	34
5.4. Turbina Francis	36
5.4.1. Ventajas y aplicaciones turbina Francis	38
5.4.2. Rendimientos de la turbina.....	38
5.5. Dimensiones iniciales de la turbina.....	39
5.6. Rodete.....	41
5.6.1. Perfil hidráulico	42

5.6.2. Cálculo aristas álabe	46
5.6.3. Diámetros de entrada y salida.....	49
5.6.4. Número de álabes de rodete	50
6. CÁMARA ESPIRAL, DISTRIBUIDOR Y TUBO DE ASPIRACIÓN	51
6.1. Introducción	51
6.2. Diseño cámara espiral	51
6.3. Diseño del distribuidor	53
6.3.1. Distribuidor Fink	54
6.3.2. Número de álabes del distribuidor.....	56
6.4. Diseño del tubo de aspiración	57
6.5. Triángulos de velocidad	59
6.5.1. Entrada.....	59
6.5.2. Salida	60
7. HORAS DE FUNCIONAMIENTO	61
8. CONCLUSIONES	62
9. ÍNDICE DE FIGURAS	63
10. ÍNDICE DE TABLAS	65
11. BIBLIOGRAFÍA	66

1 RESUMEN

En este estudio hemos puesto en práctica los conocimientos adquiridos tanto en las asignaturas relacionadas con la fluidomecánica. Aplicaremos estos conocimientos al estudio del aprovechamiento de una minicentral hidroeléctrica ubicada en el embalse Guadalcaén situado en la provincia de Cádiz, una vez obtenidos los datos necesarios para evaluar dicho aprovechamiento, escogeremos una turbina y los parámetros de diseño correspondientes para aprovechar lo máximo posible las características de nuestro embalse.

2 INTRODUCCIÓN

2.1 El agua como recurso

El agua es un recurso natural escaso, indispensable para la vida y para la mayoría de las actividades económicas del ser humano, irremplazable, no ampliable por la mera voluntad del hombre, irregular en su forma de presentarse en el tiempo y en el espacio, fácilmente vulnerable y susceptible de usos sucesivos.

2.2 Energía hidroeléctrica

La energía hidroeléctrica consiste en aprovechar la energía del agua en movimiento para generar a través de una turbina energía eléctrica. Este tipo de energía lleva muchos años practicándose, este tipo de aprovechamiento de la energía cinética del agua se aprovechaba ya en la antigua Grecia para convertirla en energía mecánica para mover los molinos de harina.

Si utilizáramos toda la energía hidroeléctrica que el planeta puede darnos tan solo nos bastaría para cubrir el 15% de la energía total que consumimos, pero en países desarrollados como es el caso de España el porcentaje de explotación suele ser en torno al 50%.

Desde el punto de vista ambiental la energía hidroeléctrica está vista como una de las energías más limpias aunque también tiene su impacto en el medio ambiente, ya que para el aprovechamiento del máximo rendimiento posible hay que construir pantanos que alteran el ecosistema fluvial, así como también el gran impacto paisajístico y humano ya que para su construcción muchas veces es necesario trasladar a la población.

Los pantanos también tienen su parte de impacto positivo, como por ejemplo el uso que hacen las aves migratorias de ellos para alimentarse y criar o la aparición de nuevas especies en los nuevos hábitats originados.

2.3 Centrales hidroeléctricas

Las centrales hidroeléctricas aprovechan la energía potencial gravitatoria del agua contenida en ríos y la convierte en energía eléctrica mediante un equipo que normalmente suele ser turbina-generator. A continuación mediante un ejemplo, obtenido de la página web de la asociación española de la industria eléctrica, de una central a pie de presa que es nuestro caso explicamos de una manera muy simple cómo funciona una central hidroeléctrica.

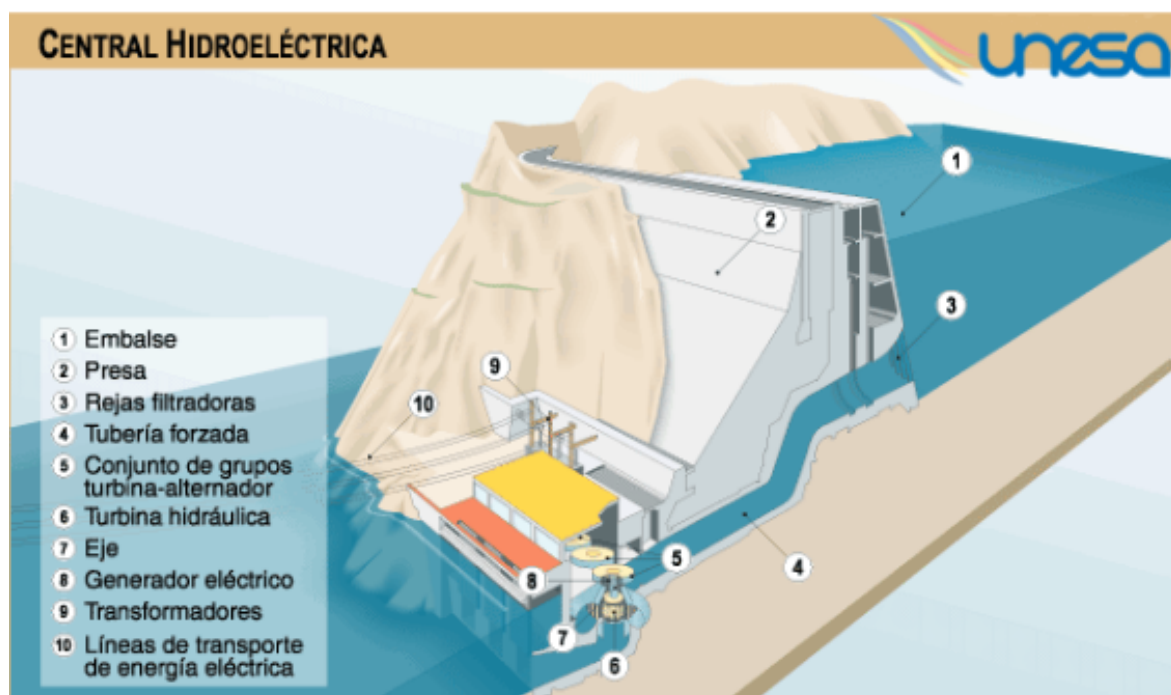


Figura 2.1 Central hidroeléctrica a pie de presa

La presa (2), situada en el lecho de un río, acumula artificialmente un volumen de agua para formar un embalse (1), o que permite que el agua adquiera una energía potencial (masa a cierta altura) que luego se transformará en electricidad. Para ello, se sitúa en el paramento aguas arriba de la presa o en sus proximidades, una toma de agua protegida por una rejilla metálica (3) con una válvula que permite controlar la entrada del agua en la galería de presión, previa a una tubería forzada (4) que conduce finalmente el agua hasta la turbina situada en la sala de máquinas de la central.

El agua a presión de la tubería forzada va transformando su energía potencial en cinética, es decir, ya va perdiendo altura y adquiriendo velocidad. Al llegar a la turbina hidráulica(5) actúa sobre los alabes, transformando su energía cinética en energía mecánica de rotación. El eje de la turbina está unido al del generador eléctrico (6) que, al girar,

convierte la energía rotatoria en corriente alterna de media tensión y alta intensidad. Mediante transformadores (7), es convertida en corriente de baja intensidad y alta tensión, para ser enviada a la red general mediante las líneas de transporte (8).

Una vez que ha cedido su energía, el agua es restituida al río, corriente abajo de la central a través del canal de desagüe.

2.3.1 Clase de centrales hidroeléctricas

Cada central hidroeléctrica es distinta, ya que hay que tener en cuenta muchos factores que determinaran sus propias características, apoyándonos en el texto de Claudio Mataix [2] clasificaremos las centrales hidroeléctricas según:

- Según tipo de embalse
- Según la potencia
- Según la altura de salto

Según el tipo de embalse:

- a) Centrales de agua fluyente: Son aquellas centrales las cuales no disponen de un embalse para retener el agua, esta o se utiliza en la turbina o es desalojada por aliviadero de la central. Este tipo de centrales se instalan en el transcurso de un río o en un canal desviado que no supone un embalse. Este tipo de centrales se utilizan para obtener una gran potencia.

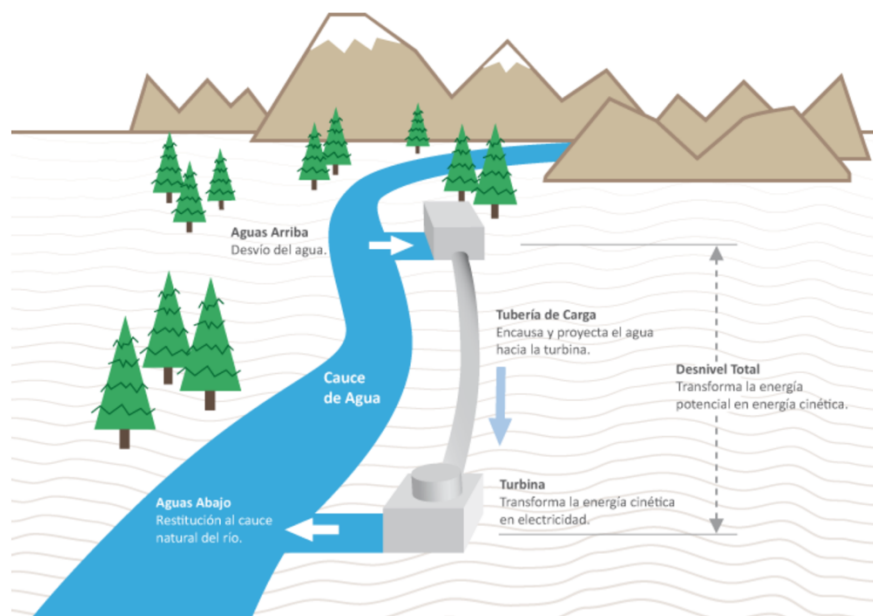


Figura 2.2 Central agua fluyente

- b) Centrales con embalse: También se le suele llamar a pie de presa, este tipo de centrales se caracterizan por la construcción de un embalse en el cauce del río que permite regular el caudal, facilitando así la producción de energía eléctrica en los momentos de mayor demanda de la misma. Este tipo de centrales como se puede observar en la figura 2.1 tienen distintas partes.

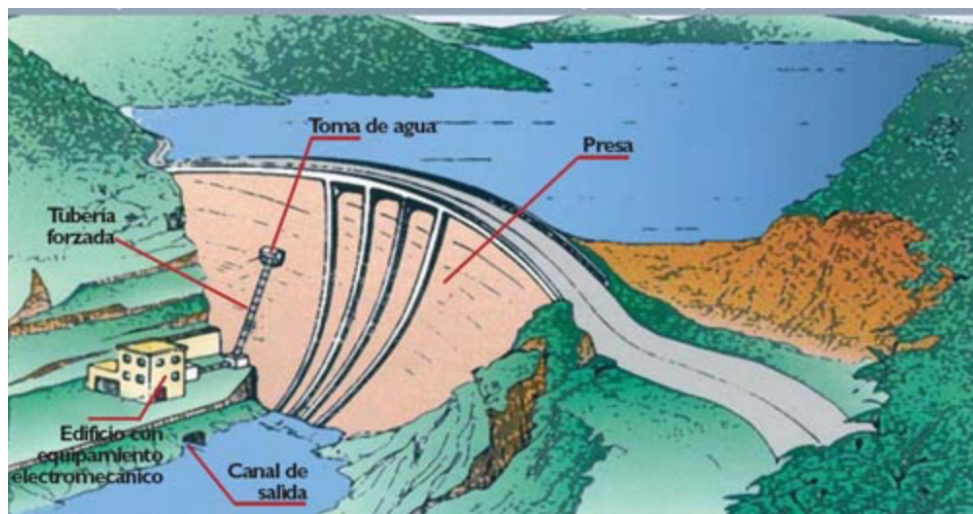


Figura 2.3 Central con embalse

- c) Centrales de almacenamiento por bombeo: Estas centrales aprovechan cuando la demanda eléctrica es baja, es decir, cuando la electricidad es más barata utilizan la red eléctrica conectada a la central para bombear agua del nivel de aguas abajo al nivel de aguas arriba para después, cuando la demanda de energía eléctrica es mayor turbinar, dicha agua.



Figura 2.4 Central por bombeo

- d) Centrales Mareomotrices: Estas centrales se basan en la utilización del cambio de la marea y la energía de las olas para generar electricidad.

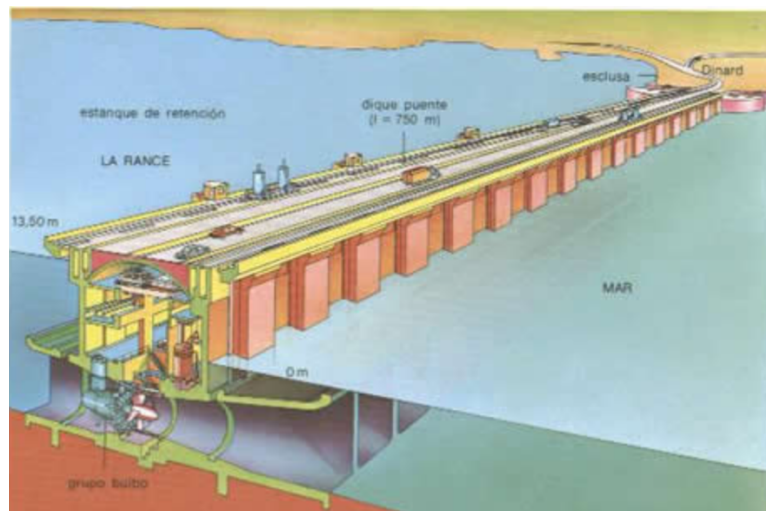


Figura 2.5 Central mareomotriz

Según la potencia:

- a) Microcentrales: Cuya potencia máxima será de 99Kw.
- b) Centrales de pequeña potencia: potencia de 100 a 999Kw.
- c) Centrales de potencia media: potencia de 1000 a 9999Kw.
- d) Centrales de gran potencia: potencias superiores a 10000Kw.

Según la altura de salto:

- a) Saltos de pequeña altura: Altura neta $H_n \leq 15m$

- b) Saltos de mediana altura: $15\text{m} \leq H_n \leq 50\text{m}$
- c) Saltos de gran altura: $H_n \geq 50\text{m}$

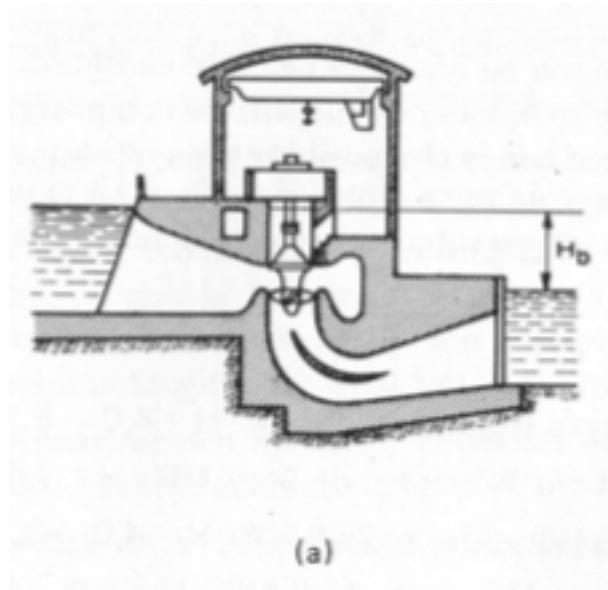


Figura 2.6 Central de pequeña altura

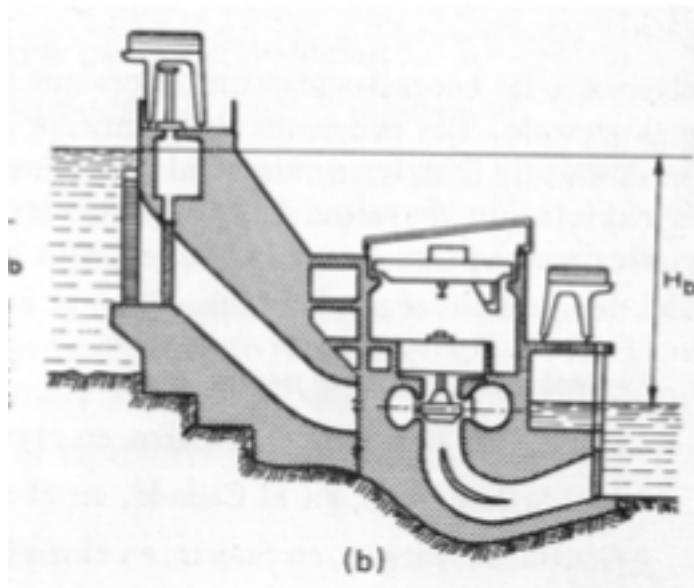


Figura 2.7 Central de mediana altura

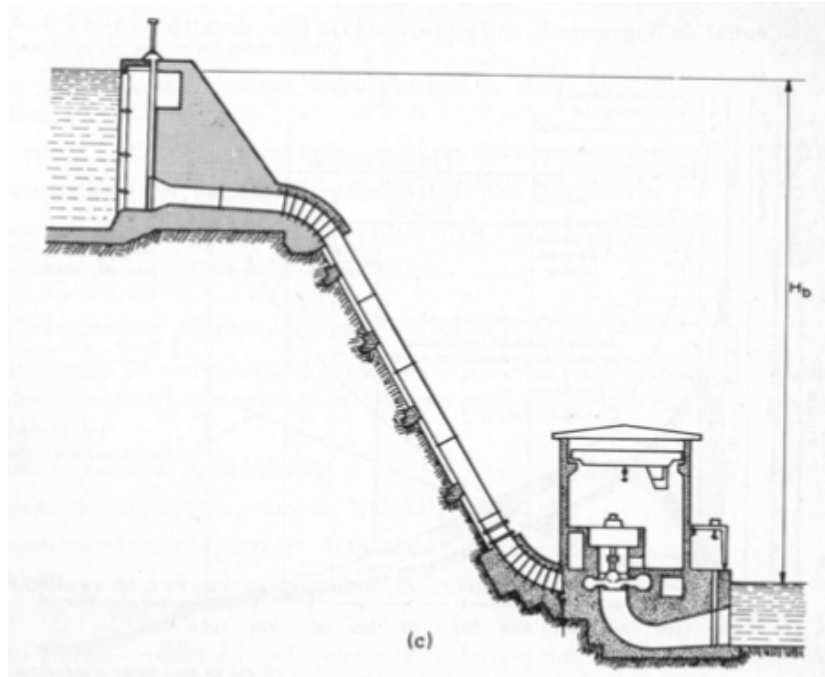


Figura 2.8 Central de gran altura

2.3.2 Criterios para el diseño de una central hidroeléctrica

Antes de la construcción de una central hidroeléctrica, como es lógico, hay que evaluar previamente si la futura explotación hidráulica será óptima. Para evaluar dicha explotación hidráulica se debe realizar un estudio hidrológico previo, también se tendrán en cuenta los análisis de las condiciones hidráulicas que presenta la ubicación de la futura central.

2.3.2.1 Estudio Hidrológico

Un estudio hidrológico consiste en analizar cuáles son las consecuencias hidráulicas que conllevaría la obra de la central y cómo afectaría a la cuenca hidrológica a la que corresponde. Un estudio hidrológico tiene una serie de fases entre las que se encuentran:

- a) Estudio climático
- b) Estudio topográfico de la zona
- c) Determinación caudal hidrológico
- d) Elaboración de la cartografía que analiza las secciones de la cuenca
- e) Análisis de la calidad de las aguas

2.4 Situación de la energía hidroeléctrica en el mundo

Según la Agencia Internacional de la Energía (AIE) , con una gran diferencia sobre las demás la energía hidroeléctrica es la primera energía renovable en el mundo, en torno al 14% de la producción mundial de electricidad , con una producción aproximada de 1.5TWh y esta aumentara considerablemente en los próximos años como muestra el grafico siguiente obtenido de la AIE

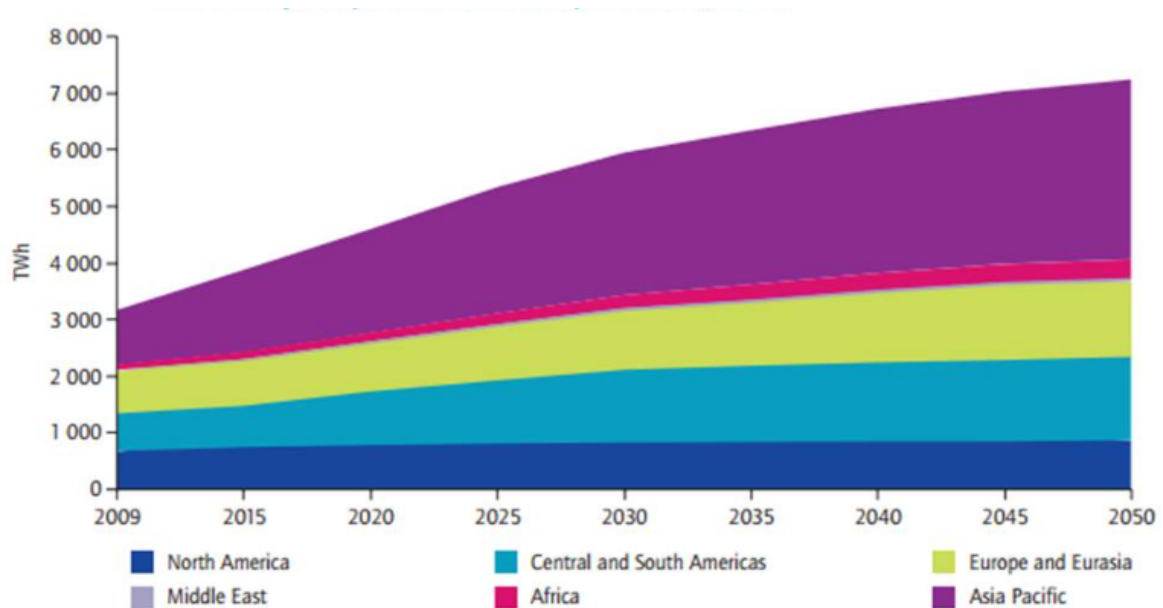


Figura 2.9 Evolución potencia eléctrica producida

La energía hidroeléctrica está muy por encima de la energía eólica que es la segunda fuente más importante renovable. El potencial de crecimiento de la energía hidroeléctrica es sin duda alguna muy grande ya que los países en pleno desarrollo con sus economías emergentes están apostando fuerte por este tipo de energía.

A día de hoy la principal productora de energía hidroeléctrica del mundo es china, su central más importante tiene una potencia instalada de 22.500MW situada en Yichang. Esta central está constituida por 32 turbinas y cada una de ellas de 700MW.



Figura 2.10 Presa de las Tres Gargantas

2.5 Energía hidroeléctrica en España

En España la energía hidroeléctrica lleva teniendo un peso importante desde hace 100 años aproximadamente. Gracias a la gran cantidad de presas que hay construidas en nuestro país la producción de energía eléctrica mediante centrales hidroeléctricas se convierte en una de las maneras más utilizadas en nuestro país en cuanto a la energía renovable se refiere.

La energía eólica es la que mayor potencia tiene instalada en nuestro país alrededor de 10.278Kw según ENARGEN (la asociación española de agencias de gestión de la energía) mientras que la hidráulica tiene aproximadamente una potencia instalada de 1.395Kw seguida por la sola con 1.250Kw.

Las centrales hidroeléctricas en España a pie de presa, que ya hemos descrito en apartados anteriores, representa aproximadamente el 20% del total del mercado español. Siendo Galicia, Cataluña y Castilla y León las comunidades autónomas con mayor peso hidroeléctrico de nuestro país, ya que disponen de los mayores recursos hídricos de la península. A día de hoy en España lo que se está intentando es mejorar el rendimiento de las numerosas centrales ya existentes, rehabilitando y modernizándolas.

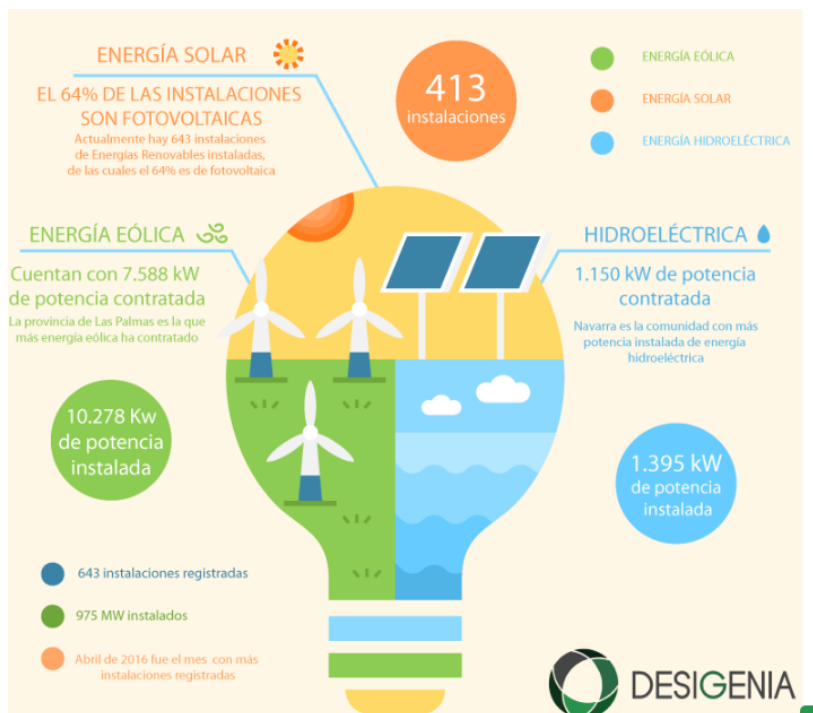


Figura 2.11 Esquema principales energías renovables en España

3 ELECCIÓN DEL EMBALSE

Para realizar nuestro estudio debíamos de buscar un embalse que en la actualidad no estuviera siendo aprovechado para generar electricidad y que nosotros pudiéramos adaptar una turbina al mismo para que éste fuera aprovechado hidráulicamente para la producción de energía eléctrica.

Nos pusimos en contacto con la Agencia andaluza de la Energía [4] que muy amablemente nos cedió una relación de embalses situados en Andalucía que podrían ser aprovechados para la producción de energía eléctrica, me decidí por la elección de un embalse de la provincia de Cádiz tras analizar los embalses de la provincia de Jaén y no presentar ninguno las características necesarias para el estudio de su aprovechamiento, ya que los que sí presentan dichas características ya están siendo aprovechados en la actualidad.

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 3.1 Centrales estudiadas Cádiz

La tabla anterior muestra el resultado tras el estudio realizado por la Agencia Andaluza de la Energía en la provincia de Cádiz, tras el análisis de 17 posibles centrales.

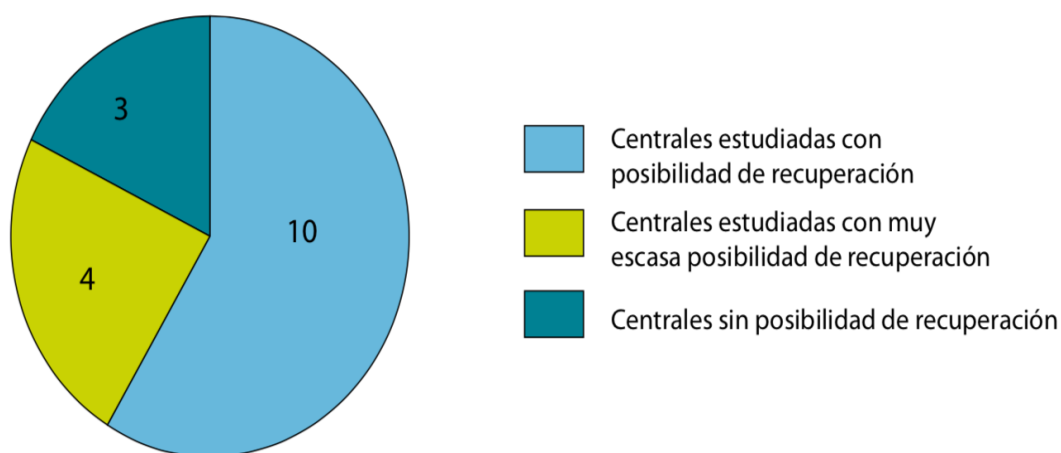


Figura 3.1 Diagrama de las centrales recuperables estudiadas (en número)

La potencia de estas centrales, son las que aparecen en los censos de concesión originales. En la figura 3.2 se muestran las características de las centrales más recuperables estudiadas entre la que se encuentra la escogida en nuestro estudio, Guadalcacín.

Nº Ref.	Nombre Central	Población	Salto Neto (m)	Q Equipamiento (m³/s)	Tipo de Central a Instalar	Equipamiento a Instalar	Potencia Nominal Instalable (kW)
CA-1	Embalse Guadalcaçín	Arcos de la Frontera	79,0	3,45	Pie de presa	Turbina Francis - Generador síncrono	2.130
CA-2	Embalse Charco Redondo	Los Barrios	53,0	1,42	Pie de presa	Turbina Francis - Generador síncrono	590
CA-3	Embalse Guadarranque	Castellar de la Frontera	53,6	1,15	Pie de presa	Turbina Francis - Generador asíncrono	490
CA-4	Arcos-Tablellina	Arcos de la Frontera	25,0	5,13	Pie de presa	Turbina Francis - Generador asíncrono	1.000
CA-5	Embalse Barbate	Benalup-Casas Viejas	20,0	2,00	Pie de presa	Turbina Francis - Generador asíncrono	330
CA-6	Hidrobosque	EL Bosque	64,5	0,35	Agua fluyente	Turbina Pelton - Generador asíncrono	180
CA-7	El Indiano	Puerto Serrano	8,0	0,96	Agua fluyente	Turbina SemiKaplan - Generador asíncrono	60
CA-8	Embalse Zahara	Zahara de la Sierra	60,0	1,00	Pie de presa	Turbina Francis - Generador asíncrono	470
CA-9	Embalse Celemin	Benalup-Casas Viejas	25,0	1,56	Pie de presa	Turbina Francis - Generador asíncrono	310
CA-10	Electra Villariezo	Vejer de la Frontera	8,0	0,96	Agua fluyente	Turbina Pelton - Generador asíncrono	20

Figura 3.2 Características centrales más recuperables Cádiz

3.1 Embalse Guadalcaçín

El embalse de Guadalcaçín está situado en el municipio de Jerez de la Frontera (Cádiz) y pertenece a la cuenca hidrográfica del sur, concretamente a la cuenca Guadalete-Barbate. El suministro de agua es aportado por el río Majaceite, actualmente el embalse se utiliza principalmente para abastecimiento de los municipios más cercanos y para regadío, también se utiliza para actividades recreativas como la pesca.



Figura 3.3. Ubicación embalse Guadalcacín



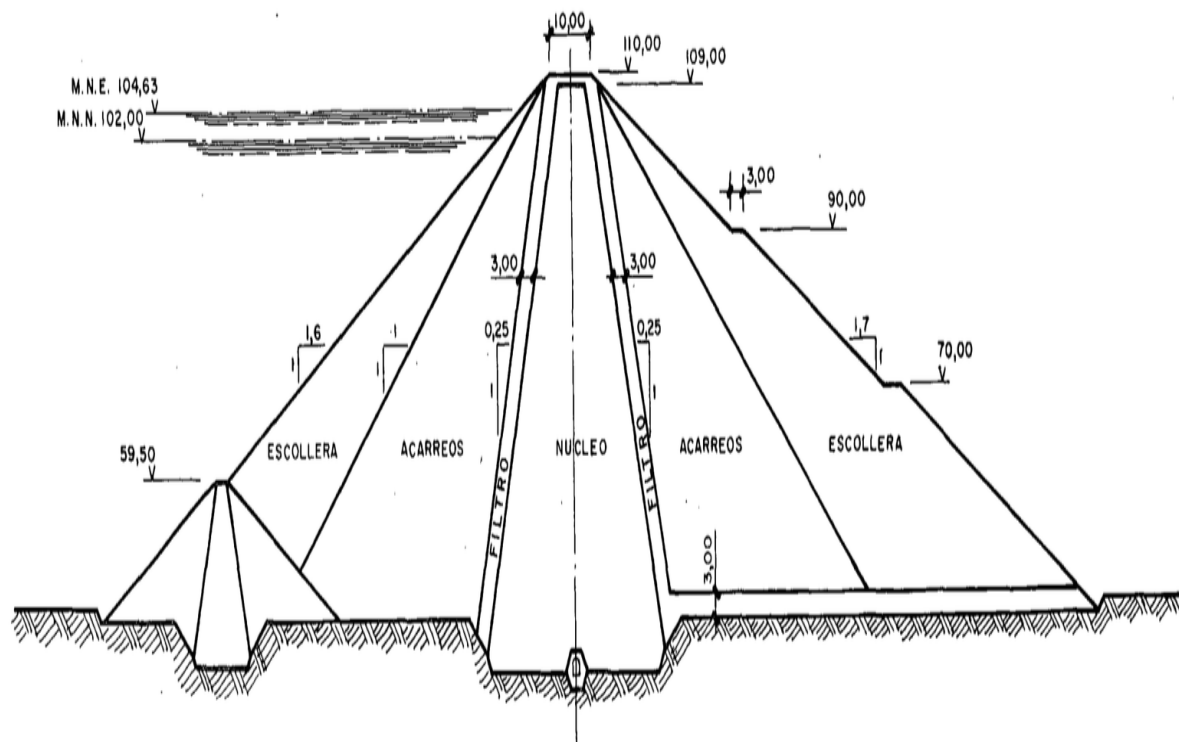
Figura 3.4. Vista satélite embalse Guadalcacín



Figura 3.5. Coordenadas Guadalcacín

Basándonos en la información obtenida por el comité español de grandes presas [1], la presa fue construida a finales de 1995 por la empresa constructora Fomento de Obras y Construcciones, S.A. La presa está compuesta de materiales sueltos y núcleo de arcilla, con espaldones de acarreo y escollera.

Su cota de coronación es de 110m con una longitud de 260m y una anchura de 10m, La altura máxima sobre cimientos es de 77,5m y tiene una capacidad de 800hm³.



SECCION TIPO

Figura 3.6. Vista sección de la presa

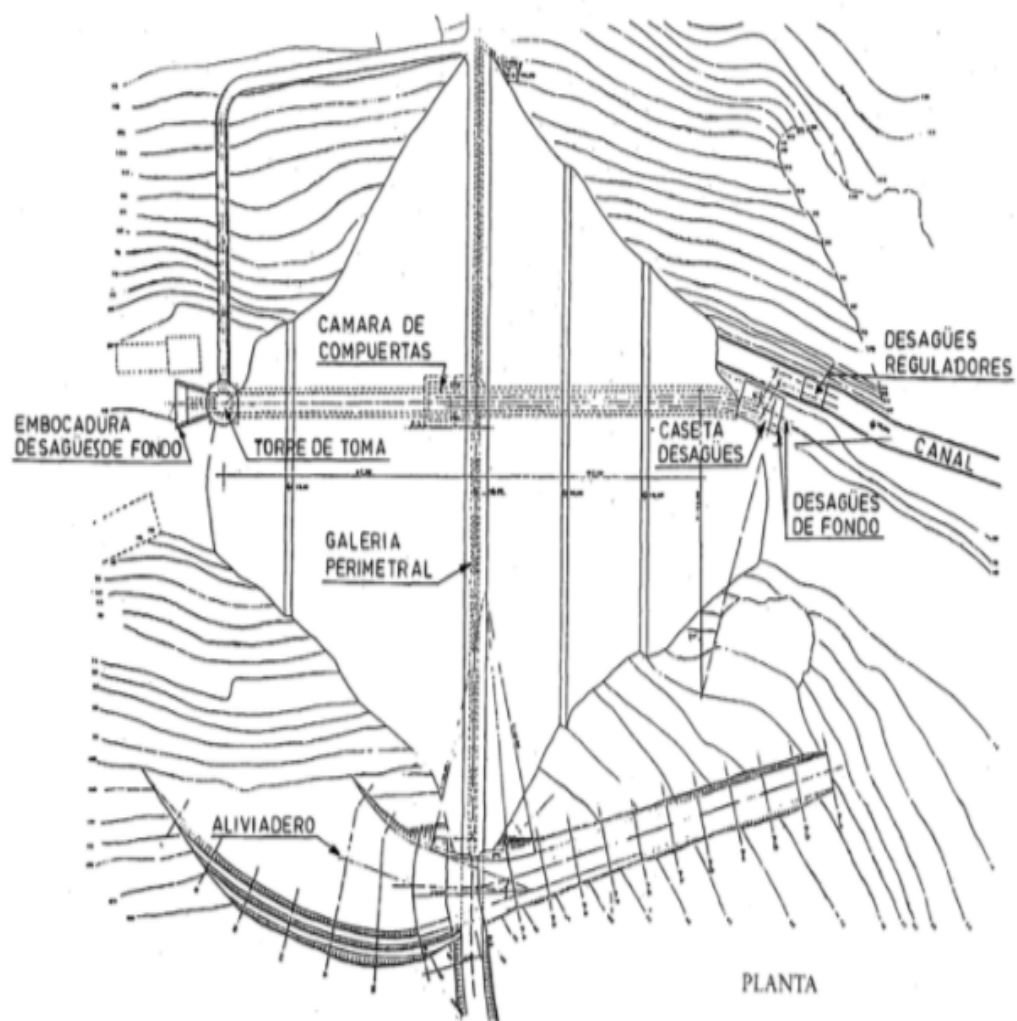


Figura 3.7. Vista planta de la presa

3.2 Datos embalse

Para el diseño de nuestra turbina es fundamental la obtención de una serie de datos de partida que debemos obtener de nuestro embalse, Guadalcacín. Uno de los datos más fundamentales que necesitamos saber es el caudal con el que nuestra turbina trabajará.

Saber concretamente este tipo de datos es muy difícil, para esto nos pusimos en contacto con Red Hidrosur para obtener dichos datos. Red Hidrosur nos envió los datos necesarios para la obtención del caudal de equipamiento que necesitamos para el diseño de nuestra turbina.

Tras analizar los datos recibidos muy amablemente por Red Hidrosur, estudiamos la cantidad de agua embalsada en nuestro embalse. Para ello, primero tuvimos que analizar la entrada de agua al embalse, decidimos obtener estos datos del agua aportada por el Río Majaceite y el agua aportada por las precipitaciones de la zona.

Red Hidrosur nos aportó la media de precipitaciones anual en la zona de nuestro embalse recogida por los pluviómetros dispuestos en la zona, $577,6 \text{ l/m}^2$ es nuestra media anual desde el año 2007 hasta el año 2016. Como sabemos que nuestro embalse tiene una superficie de $3,7\text{e}7 \text{ m}^2$, realizando una operación sencilla obtenemos que anualmente se registra en nuestro embalse una media de $2,12\text{e}10$ litros anuales. Por lo que mediante precipitaciones el embalse Guadalcacín embalsa $21,19\text{e}6 \text{ m}^3/\text{año}$ que serían $0,67\text{m}^3/\text{s}$.

Referente al caudal de entrada que aporta el río Majaceite a nuestro embalse, también nos facilitaron la media anual. En este caso solo disponían de datos a partir de 2010 por lo que realizamos la media anual de 2010 a 2017, que resulta ser de $1,17 \text{ m}^3/\text{s}$.

Pluviómetros	$0,67 \text{ m}^3/\text{s}$	
Río Majaceite	$1,17 \text{ m}^3/\text{s}$	
Total:		$1,84 \text{ m}^3/\text{s}$

3.2.1 Caudal ecológico

Toda obra que conlleve la derivación del curso natural del agua para su finalidad, deben conservar un caudal mínimo al que llamamos ecológico, éste consiste en el caudal mínimo que debe devolverse al cauce natural del río para no provocar un gran cambio al ecosistema de la zona. Esto se realiza mediante una extracción controlada de agua.

En nuestro caso la Junta de Andalucía [5] nos informó que nuestro embalse destina $10.000 \text{ m}^3/\text{año}$ a caudal ecológico.



Figura 3.8. Embalse Guadalcacín aliviando agua para caudal ecológico.

4 CÁLCULOS PREVIOS

Para poder diseñar nuestra turbina con la que poder aprovechar el recurso hídrico que nos ofrece la presa Guadalcacín, primero debemos realizar unos cálculos previos para determinar qué turbina y de qué tipo tendremos que comenzar a diseñar.

4.1 Cálculo Potencia Bruta y Altura Bruta

La altura bruta (H_b) podemos definirla como la diferencia que existe entre la altura de la lámina de agua que presenta el embalse y la altura a la que se encuentra la toma de presa. Para este cálculo nos dimos cuenta de que necesitábamos el nivel medio al que se encontraba el agua en el embalse, por lo que nos pusimos nuevamente en contacto con Red Hidrosur y nos facilitó el nivel medio del embalse desde 2010 hasta 2017.

El nivel medio del embalse una vez realizada la media es de 90m, por lo que ya podemos calcular la altura bruta (H_b):

$$H_b = H_{nmedio} - H_{toma} \quad (1)$$

$$H_b = 90 - 55 = 35m$$

Una vez calculada la Altura bruta podemos proceder al cálculo de la potencia bruta, la potencia bruta se puede definir como la potencia que va a generar nuestra minicentral sin contar las pérdidas que se van a producir en la misma.

$$W_b = \rho * g * Q * H_b \quad (2)$$

$$W_b = 1000 * 9,81 * 1,84 * 35 = 0,63176 \text{ MW}$$

Al tratarse de una minicentral hidroeléctrica lógicamente la potencia bruta debería de ser y es:

$$W_b < 10 \text{ MW}$$

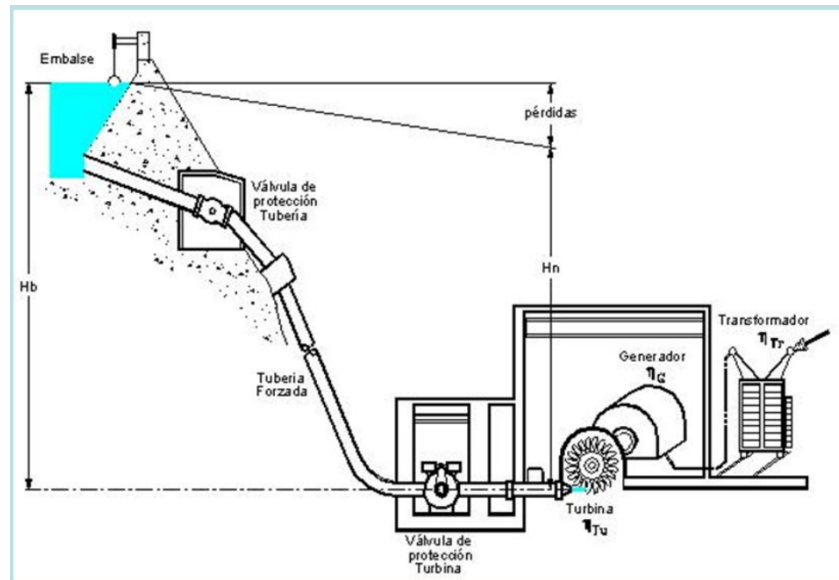


Figura 4.1 Esquema H_b y H_n

4.2 Cálculo de Pérdidas

Para este apartado de cálculos tenemos en cuenta las pérdidas de presión en (m.c.a) que se producen en la tubería forzada. Este tipo de pérdidas se dividen en dos grupos, pérdidas primarias y pérdidas secundarias.

Para comenzar los cálculos de pérdidas de presión debemos saber a qué velocidad circula el agua dentro de la tubería por lo que:

$$V_t = \frac{Q}{Stuberia} \quad (3)$$

Nuestra tubería es de diámetro 1,5 y de material acero soldado, por lo que calculamos la sección de nuestra tubería:

$$Stuberia = \pi r^2 \quad (4)$$

$$Stuberia = \pi * 0,75^2 = 1,77 \text{ m}^2$$

$$V_t = \frac{1,84}{1,77} = 1,03 \text{ m/s}$$

4.2.1 Pérdidas primarias

Estas pérdidas son debidas a las tensiones cortantes de origen viscoso que hay entre las paredes de la tubería y el fluido, dependen de la longitud de la tubería.

$$H_{rp} = \frac{\lambda * L * V^2}{D * 2 * g} \quad (5)$$

Necesitamos calcular el factor λ , para ello emplearemos la ecuación de Colebrook.

En primer lugar debemos obtener la rugosidad absoluta para posteriormente calcular la rugosidad relativa, para nuestro tipo de tubería se aconseja escoger la rugosidad absoluta más desfavorable que resulta ser $K=0,09$.

La rugosidad relativa:

$$\varepsilon = \frac{k}{D} = \frac{0,09}{1,5 * 10^3} \quad (6)$$

$$\varepsilon = 6 * 10^{-5}$$

Una vez obtenida la rugosidad relativa y sabiendo que la viscosidad cinemática del agua es $\nu = 10^{-6} \frac{m^2}{s}$ podemos obtener el número de Reynolds:

$$Re = \frac{V * D}{\nu} \quad (7)$$

$$Re = \frac{1,03 * 1,5}{10^{-6}} = 1,54 * 10^6$$

Ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (8)$$

Nuestra única incógnita es el factor de fricción λ , se obtiene:

$$\lambda = 0,0122$$

Ahora podemos calcular el las pérdidas primarias, ya que tenemos todos los datos necesarios:

$$Hrp = \frac{\lambda * L * V^2}{D * 2 * g}$$

$$Hrp = \frac{0,0122 * 100 * 1,03^2}{1,5 * 2 * 9,81}$$

$$Hrp = 0,04 \text{ m. c. a.}$$

4.2.2 Pérdidas secundarias

Las pérdidas secundarias podemos definirlas como las pérdidas que se producen por en las transiciones de la tubería, así como en todos sus accesorios cuya expresión es:

$$Hrs = \frac{\Sigma k * V^2}{2 * g} \quad (9)$$

Siendo Σk el sumatorio de todos los coeficientes de pérdida de cada uno de los accesorios, que a continuación vamos a calcular cada uno de ellos.

➤ Pérdidas a la entrada:

Utilizaremos la expresión obtenida del texto de Gaudencio Zoppetti [3], las pérdidas que se producen a la entrada de una tubería:

$$he = \frac{Ve^2}{2 * g} \quad (10)$$

Primero debemos calcular la velocidad de entrada con nuestro diámetro de entrada que en este caso es de 2m y no de 1,5.

$$Ve = \frac{Q}{S_{entrada}} \quad (11)$$

$$Ve = \frac{1,84}{\frac{\pi}{4} * 2^2}$$

$$Ve = 0,58 \frac{m}{s}$$

$$he = \frac{0,58^2}{2 * 9,81} = 0,017 \text{ m.c.a}$$

➤ Estrechamiento

Como hemos comentado en el apartado anterior nuestra tubería a la entrada es de 2m de diámetro y pasa a ser de 1,5m por lo que se produce un estrechamiento en el que se va a producir una pérdida de presión que calcularemos con la expresión:

$$h_{estre} = \frac{v_o^2}{2g} \xi \left(1 - \frac{A}{A_o}\right)^2 = 0,03 \text{ m.c.a} \quad (12)$$

seccion A1

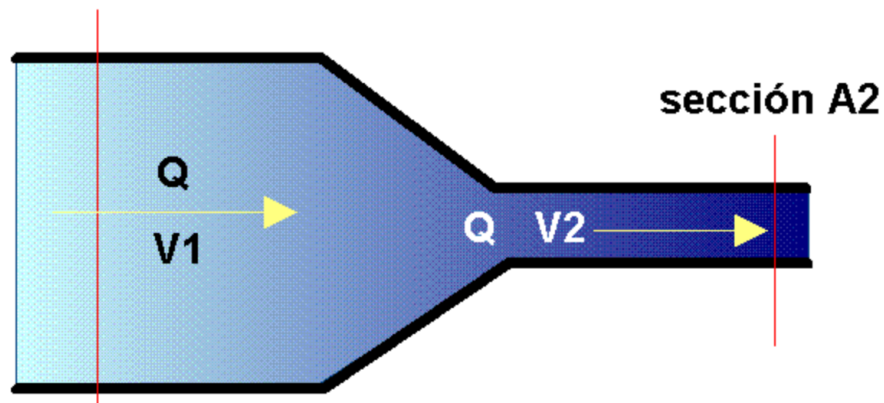


Figura 4.2 Flujo en un estrechamiento

➤ Pérdidas por codos

Nuestra tubería forzada dispone de un codo a 90° y de un codo a 45°

$$h_{codo} = \xi \frac{V^2}{2g}$$

$$\xi = \frac{\text{º codo}}{90\text{º}}$$

Codo a 90°:

$$h_c = \frac{1,97 * 1,03^2}{2 * 9,81} = 0,10 \text{ m. c. a}$$

Codo a 45°:

$$h_c = \frac{0,97 * 1,03^2}{2 * 9,81} = 0,05 \text{ m. c. a}$$

➤ Compuertas

Ahora vamos a calcular las pérdidas que se producen debido a las turbulencias en las compuertas tal y como explica y simplifica Viedma Robles[6]:

$$h_{compuertas} = \frac{2 * k * V^2}{2 * g} \quad (13)$$

Siendo el coeficiente $k=0,25$ obtenemos que:

$$h_{compuertas} = \frac{2 * 0,25 * 1,03^2}{2 * 9,81}$$

$$h_{compuertas} = 0,027 \text{ m. c. a}$$

➤ Rejas

Para el cálculo de las pérdidas que se producen en las rejillas de nuestra instalación vamos a usar el libro de Gaudencio Zoppetti [3] tanto para elección del tipo de rejilla que vamos a utilizar como para el cálculo de la pérdida con la ecuación de Kirchner.

La ecuación de Kirchner se define como:

$$H_{rej} = Kt \left(\frac{a}{b}\right)^{\frac{4}{3}} \frac{V^2}{2g} \operatorname{sen} \alpha \quad (14)$$

Siendo:

- V : Velocidad del agua a la entrada de la rejilla
- α : Ángulo inclinación de la rejilla
- a : Espesor de la barra
- b : Espacio entre barras
- K_t : Coeficiente de pérdida según la forma de la barra

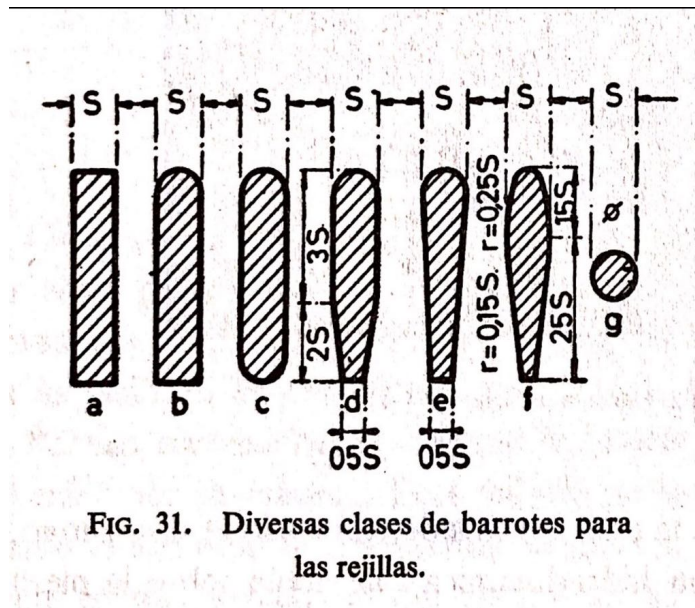


Figura 4.3 Secciones de rejillas posibles, según Zoppetti

Para nuestra instalación hemos escogido la rejilla tipo a:



Figura 4.4 Rejilla elegida

$H_{rej} = 0,03 \text{ m.c.a}$

Total de pérdidas:

$$\Delta H_{\text{total}} = \Delta H_{\text{primarias}} + \Delta H_{\text{secundarias}}$$

$$\Delta H_{\text{total}} = 0,04 + 0,22 = 0,26 \text{ m.c.a}$$

4.3 Altura neta

Una vez que hemos calculado cada una de las pérdidas que se producen en nuestra tubería forzada podemos pasar a calcular la altura neta. La altura neta se calcula restándole las pérdidas de presión a la altura bruta.

$$Hn = Hb - \Delta Ht \quad (15)$$

$$Hn = 35 - 0,26 = 34,74 \text{ m}$$

4.4 Espesor de la tubería

Para el cálculo del espesor de la tubería forzada vamos a hacer una estimación basándonos en el texto de Azcárraga[7] :

$$e = \frac{4,9 * D * 1,25 P_{dis}}{\tau} + c \quad (16)$$

- D : diámetro
- P_{dis} : Presión de diseño
- τ : Carga de trabajo acero
- c : espesor de seguridad
-

Para el cálculo de la presión de diseño:

Una vez conocidas las pérdidas también podemos calcular la presión de diseño que resulta de la suma de las pérdidas a la altura bruta.

$$P_{dis} = Hb + \Delta Ht = 35,26 \text{ m.c.a} \quad (17)$$

Como tenemos un espesor de tubería vamos a proceder a comprobar si es válido y de ser caso contrario procederemos a su redimensionamiento. Tenemos que calcular en primer lugar la velocidad de propagación de la onda de choque que se va a producir dentro de la tubería:

$$a = \frac{C}{1 + \frac{\varepsilon}{E} + \frac{D}{e}} \quad (18)$$

Donde:

- C : velocidad del sonido = 1420 (m/s)
- ε : coeficiente trabajo acero = $2e+8$ (Mpa)
- E : Modulo de Young del acero = $2.1e+11$ (Mpa)

Procedemos al cálculo de la sobrepresión:

$$h = \frac{a}{g}(V_0 - V_1) = 125,7 \text{ m.c.a} \quad (19)$$

Solo se admite el 30% de la altura como sobrepresión permitida, en nuestro caso no cumple por lo que tenemos que redimensionar, para lo que utilizaremos el método Mitchell.

$$H = \frac{125,7}{0,3} = 419m \rightarrow \text{No cumple}$$

$$e = \frac{(Pd + h) * D}{2 * k} \quad (20)$$

$$e = 9,3 \text{ mm}$$

4.5. Dilatación de la tubería

Para el cálculo de la dilatación primero debemos calcular la tensión radial:

$$\sigma_r = \frac{\Delta p * R}{e} \quad (21)$$

Calculamos la dilatación de nuestra tubería:

$$\Delta r = \frac{\Delta p * R^2}{e * E} = 6.3 * 10^{-8} \text{m}$$

Nuestra dilatación es mínima por lo que podemos seguir con nuestros cálculos.

4.6. Golpe de ariete

El golpe de ariete podemos definirlo como el choque de forma brusca que se produce sobre las paredes de la tubería forzada, cuando el movimiento del fluido es alterado de forma brusca. El caso más común es el ocurrido por el cierre de una válvula.

Cuando una válvula se cierra la energía cinética que posee el agua se convierte en trabajo y este aumenta la carga en las paredes de la tubería. Por esto cuanto menor sea el tiempo de cierre mayor será la sobrepresión.

Para evitar que este fenómeno dañe la tubería hemos realizado los cálculos anteriores los cuales nos permiten saber que en nuestra tubería no se va a ver dañada por este problema.

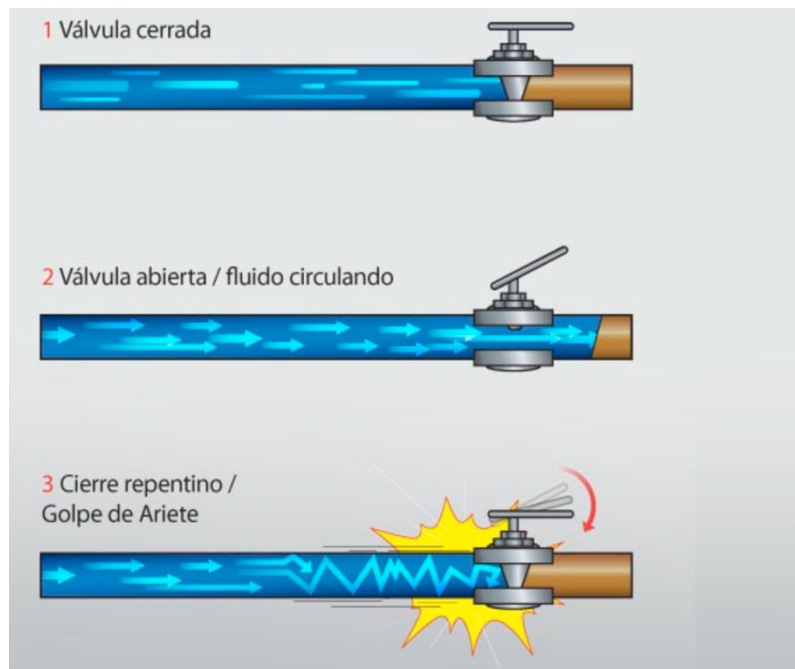


Figura 4.5 Golpe de ariete

5 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA TURBINA

5.1 Selección de la turbina

Para elección de la turbina correcta debemos utilizar los cálculos obtenidos de altura neta y caudal con el que vamos a trabajar.

Diferenciando las turbinas por el salto, sabemos que para saltos superiores a los 100m se suelen usar las turbinas Pelton ya que trabajan con caudales pequeños. Para los saltos entre 50m y 100m se utilizan las turbinas Francis, mientras que para saltos pequeños que suelen tener grandes caudales se utilizan las turbinas Kaplan.

La elección de la turbina basándonos en la altura de salto y el caudal nos supone un pequeño problema ya que para un mismo salto y caudal se podría utilizar más de un tipo de turbina. Por lo que vamos a emplear también el cálculo de la velocidad específica N_s .

La velocidad específica se puede definir como el número de revoluciones que tiene que dar una turbina semejante a la que tratamos de buscar para entregar una potencia de 1 cv.

Aún así vamos a preseleccionar una turbina con los parámetros de caudal y altura según la figura obtenida del texto de Claudio Mataix[2]

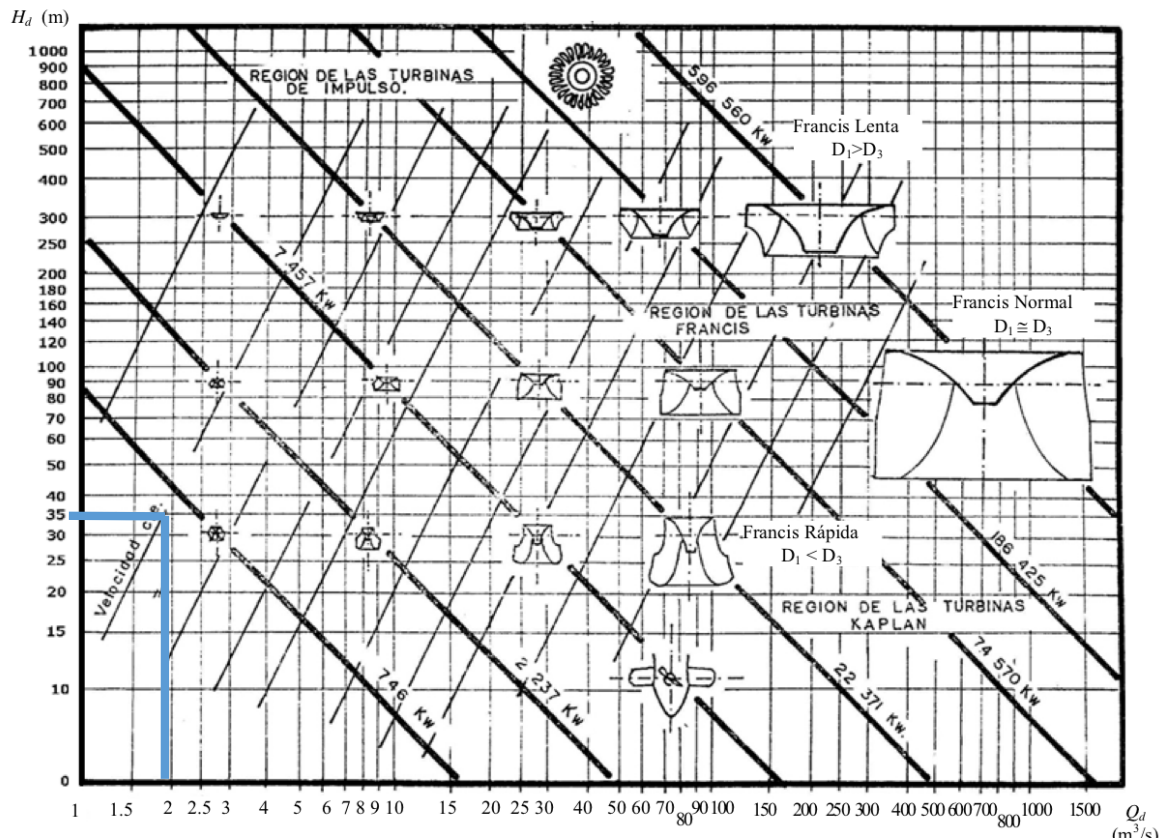


Figura 5.1 Selección turbina según H_n y Q

5.2 Potencia Bruta y Potencia útil

La potencia neta es la potencia que calculamos teniendo en cuenta las pérdidas que hemos calculado en la tubería forzada solamente.

$$P_n = \rho * g * Q * H_n \quad (22)$$

$$P_n = 2000 * 9,81 * 1,84 * 34,74$$

$$P_n = 627Kw$$

La potencia útil si tiene en cuenta las pérdidas hidráulicas que se producen en el normal funcionamiento de la central. Para esto necesitamos el cálculo de los rendimientos. Los rendimientos los vamos a obtener según la estimación que hace Claudio Mataix en su texto [2]. Según Claudio Mataix para centrales cuya potencia es menor de 1500Kw, nuestro caso, se estima que el rendimiento total debe estar entorno al 85%, $\eta_t = 0.85$.

$$P_{\text{útil}} = P_n * \eta_t$$

$$P_{\text{útil}} = 536,74 \text{ Kw}$$

5.3 Velocidad específica y de giro

Para el cálculo de la velocidad de giro vamos a necesitar estimar una velocidad específica en función de la altura neta, que mostramos a continuación en la Figura 5.2.

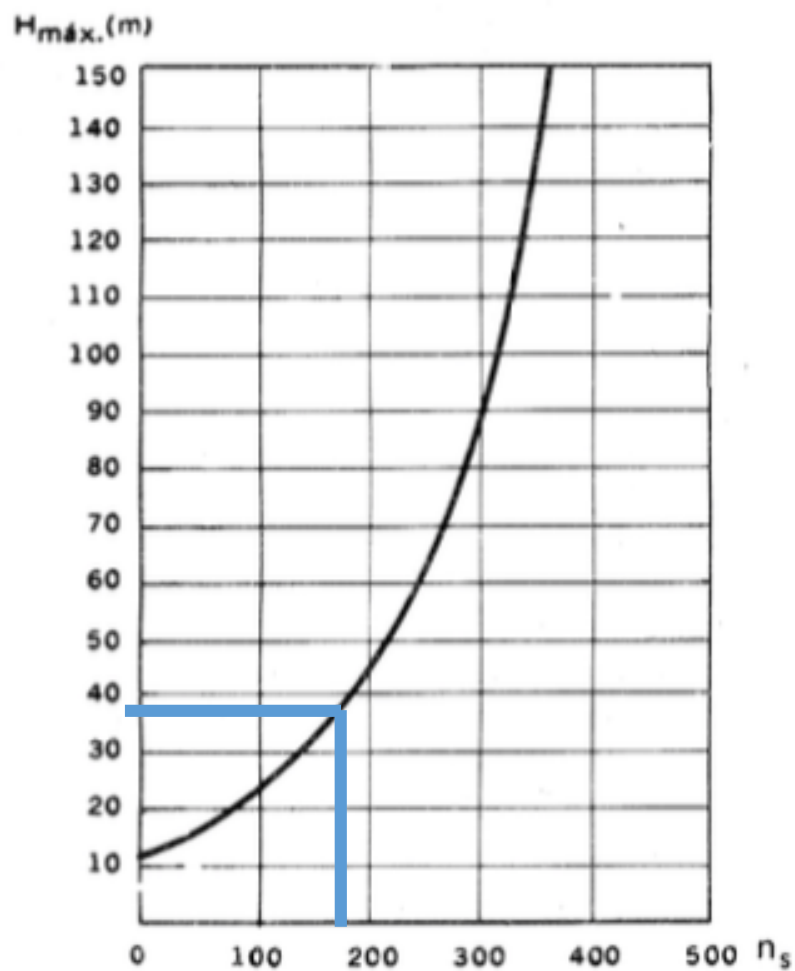


Figura 5.2 N_s en función de H_n

Obtenemos aproximadamente un valor para N_s de 190 rpm, con la que procedemos a calcular la velocidad de giro más alta admisible:

$$\omega = \frac{\omega_s * H n^{\frac{5}{4}}}{\sqrt{P_{\text{útil}}}}$$

$$\omega = 698,2 \text{ rpm}$$

Para nuestra instalación es necesario un generador síncrono que se acoplara junto al eje de nuestra turbina, por lo que la velocidad del rodete de la misma será constante para mantener constante la frecuencia de la intensidad de energía eléctrica producida.

$$\Omega = \frac{60 * f}{p}$$

Siendo p el número de pares de polos, necesitamos con la ayuda de la tabla obtenida del texto de Claudio Mataix[2] elegir el número de pares de polos según la velocidad de giro:

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

Figura 5.3 Número de pares de polos en función de la velocidad de giro

En nuestro caso tenemos 5 pares de polos con lo que podemos proceder al cálculo:

$$\Omega = \frac{60 * 50}{5} = 600 \text{ rpm}$$

$$\omega_s(real) = \Omega * \frac{2\pi}{60} * \frac{\sqrt{Q}}{(g * Hn)^{3/4}}$$

$$\omega_s(real) = 1,07$$

Una vez obtenida $\omega_s(real)$ podemos determinar gracias al texto de Viedma Robles [6] que nuestra turbina será una tipo Francis normal:

Tipo de turbina	Características	Ω_s
Pelton	1 chorro	0.05-0.15
	Varios chorros	0.15-0.35
<u>Francis</u>	Lenta	0.35-0.67
	<u>Normal</u>	<u>0.67-1.20</u>
	Rápida	1.20-2.70
Hélice y Kaplan	Lenta	1.60-2.75
	Rápida	2.75-3.65
	Ultra rápida	3.65-5.50

Figura 5.4 tipo de turbina según Ω_s

5.4 Turbina Francis

Las turbinas Francis es una turbina semiaxial o de flujo mixto, este tipo de turbina en la actualidad es la más común ya que cubre las necesidades de altura neta y caudales más usados en la actualidad.

La turbina Francis apareció para sustituir a la antigua turbina Jonval, ya que para alturas iguales su velocidad de giro era mayor.

La parte más importante de la turbina Francis, su órgano principal por así llamarlo es el rodete, a partir del cual se diseñan y construyen todos los elementos restantes que lo componen, con el objetivo de dirigir el fluido de la forma más eficiente posible para maximizar su rendimiento.

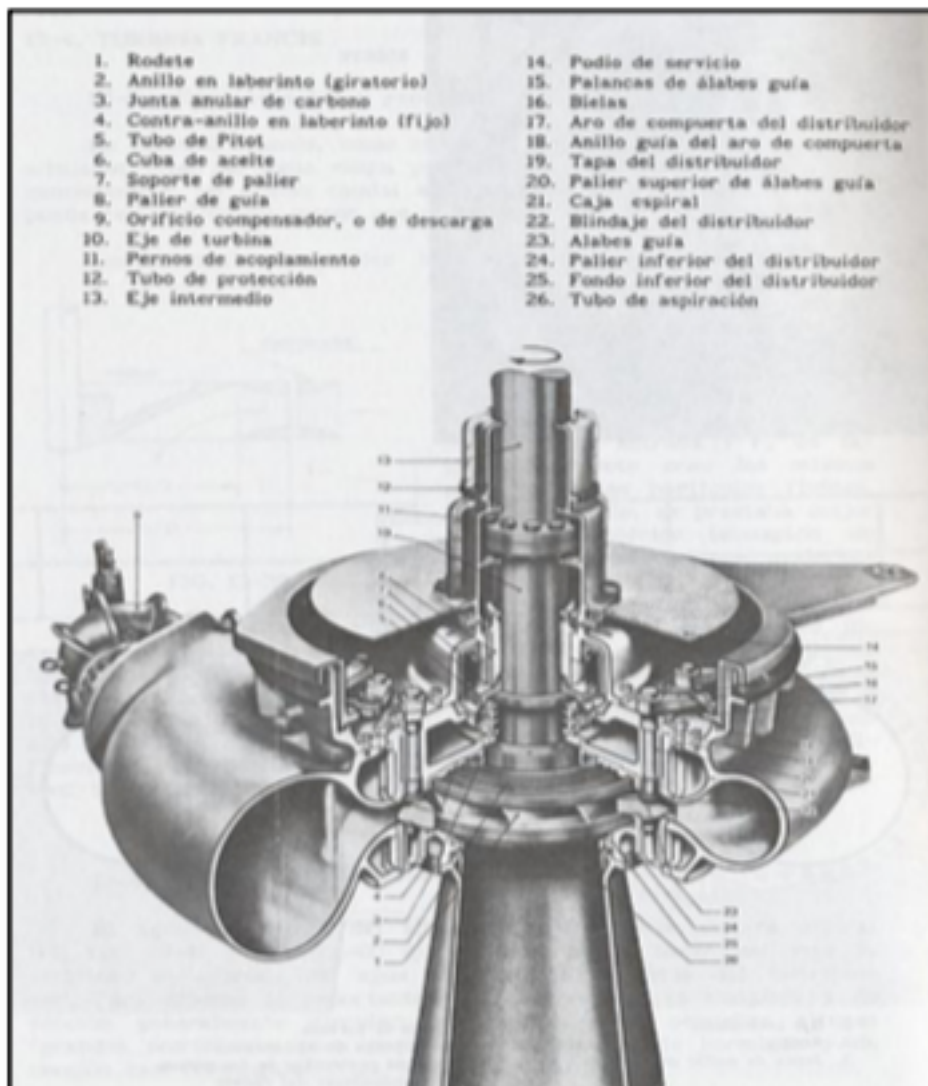


Figura 5.5 Turbina Francis



Figura 5.6 Rodete Turbina Francis, Mequinenza (Zaragoza)

5.4.1 Ventajas y aplicaciones turbina Francis

Las turbinas Francis es una turbina lógicamente de admisión total, es decir, el agua entra por todo el perímetro del rodete.

Algunas de las principales ventajas de esta turbina son:

- Al ser relativamente novedosas, cada vez necesitan menos mantenimiento.
- Las dimensiones de este tipo de turbina suelen ser más reducidas que las otras turbinas con lo que se pueden instalar en lugares donde el espacio físico sea un problema.
- Tienen muy pocas pérdidas hidráulicas por lo que su rendimiento suele ser muy alto

Algunas de las aplicaciones de estas turbinas:

Las turbinas Francis se diseñan individualmente para cada central de la que va a formar parte, de esta manera se garantiza su alto rendimiento, el cual siempre suele rondar el 90%. Estas turbinas suelen ser muy costosas pero sobradamente compensado por la gran cantidad de años que van a funcionar a máximo rendimiento teniendo un mantenimiento muy escaso.

Una de las aplicaciones más característica de la turbina Francis es que se puede usar para bombear el agua a un deposito superior en las horas de menor demanda eléctrica como hemos comentado en apartados anteriores en los que se suele hacer en las centrales de bombeo.

5.4.2 Rendimientos de la Turbina

Los rendimientos de nuestra turbina los vamos a estimar según los valores iniciales de rendimiento hidráulico y total que recomienda en su texto Claudio Mataix [2].

El rendimiento hidráulico $\eta_h = 0,905$ y un rendimiento total, ya antes considerado, de $\eta_t = 0,85$.

En cuanto al rendimiento volumétrico, rendimiento que tiene en cuenta las pequeñas fugas de caudal que se producen en la instalación, estimaremos dentro de los valores que hay, el más desfavorable. Siendo este rendimiento $\eta_v = 0.98$.

En cuanto al rendimiento que tiene en cuenta las pérdidas mecánicas de la turbina, el orgánico, debemos calcularlo despejándolo de la ecuación del rendimiento total, ya que es nuestra única incógnita.

$$\eta_t = \eta_o * \eta_v * \eta_h$$

$$\eta_o = \frac{\eta_t}{\eta_h * \eta_v}$$

$$\eta_o = 0,95$$

5.5 Dimensiones iniciales turbina

Para el cálculo de las distintas dimensiones de las piezas de la turbina vamos a utilizar leyes de semejanza, es decir, poder escalar los resultados a través de unos valores obtenidos en una turbina semejante en un laboratorio con unas dimensiones obviamente reducidas.

La turbina modelo tiene datos unitarios, es decir, funciona con un rodete de 1 metro de diámetro y un salto de 1 metro.

Para el cálculo de las dimensiones de nuestra turbina Francis vamos a emplear el texto de Claudio Mataix [2].

Primero procedemos al cálculo de la potencia específica dimensional, ya que posteriormente la necesitaremos para poder calcular las dimensiones de partida de nuestro rodete.

$$\omega_s = \frac{\sqrt{P_{\text{útil}} * n}}{H n^{\frac{5}{4}}}$$

$$\omega_s = \frac{\sqrt{526,74 * 600}}{34,74^{\frac{5}{4}}}$$

$$\omega_s = 163,27$$

NS	100	163,27	200
Q11	0,23	0,5368595	0,715
n11	62,5	67,24525	70
d1i/d1e	1	0,949384	0,92
d1'/d1e	1,052	1,0317536	1,02
d3/d1e	0,68	0,8539925	0,955
b0/d1e	0,1	0,182251	0,23
li/d1e	0,32	0,282038	0,26
le/d1e	0,22	0,169384	0,14

Tabla 5.1 Dimensiones del rodete en función del diámetro exterior

La columna en amarillo son nuestros datos obtenidos interpolando entre las dos columnas. Estos datos dependen del diámetro exterior, por lo que calculamos el valor de dicho diámetro para poder obtenerlos independientemente del diámetro exterior.

Calculamos el $d_{1\ ext}$:

$$d_{1\ ext} = \frac{n_{11} * \sqrt{Hn}}{n}$$

$$d_{1\ ext} = 0,66\ m$$

Una vez obtenido el valor del diámetro exterior, podemos multiplicar los valores de la Tabla 5.1 y obtener:

NS	163,27
Q11	0,5368595
n11	67,24525
d1i	0,62659344
d1'	0,680957376
d3	0,56363505
b0	0,12028566
li	0,18614508
le	0,11179344

Tabla 5.2 Dimensiones rodete

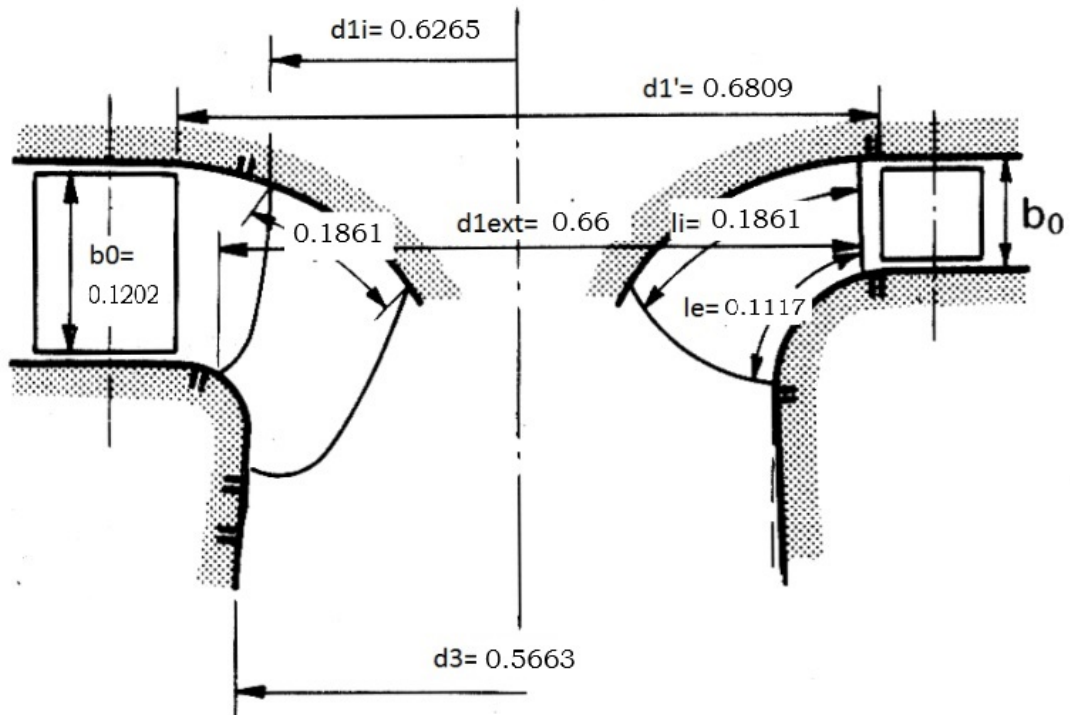


Figura 5.7 Rodete acotado

5.6 Rodete

Queremos que nuestra turbina tenga el mayor rendimiento posible, por eso vamos a diseñar el rodete con las dimensiones características y específicas obtenidas en los apartados anteriores. Para esto hemos decidido seguir el método de Bovet.

El método de Bovet se basa en turbinas Francis que ya han sido construidas con anterioridad. Bovet definió formulas empíricas las cuales permiten obtener el perfil hidráulico y el trazado de los alabes.

Vamos a proceder al diseño del rodete siguiendo los siguientes pasos:

- Cálculo del perfil hidráulico
- Cálculo aristas alabes
- Cálculo diámetros de entrada y salida
- Cálculo del número de álabes

En una turbina Francis el flujo de agua en el rodete queda delimitado por los álabes, por lo que podemos definir perfil hidráulico como la intersección de estas superficies con un plano que pasaría por el eje de nuestro rotor. Siendo la superficie de entrada la 1 y la superficie de salida la 2:

5.6.1 Perfil hidráulico

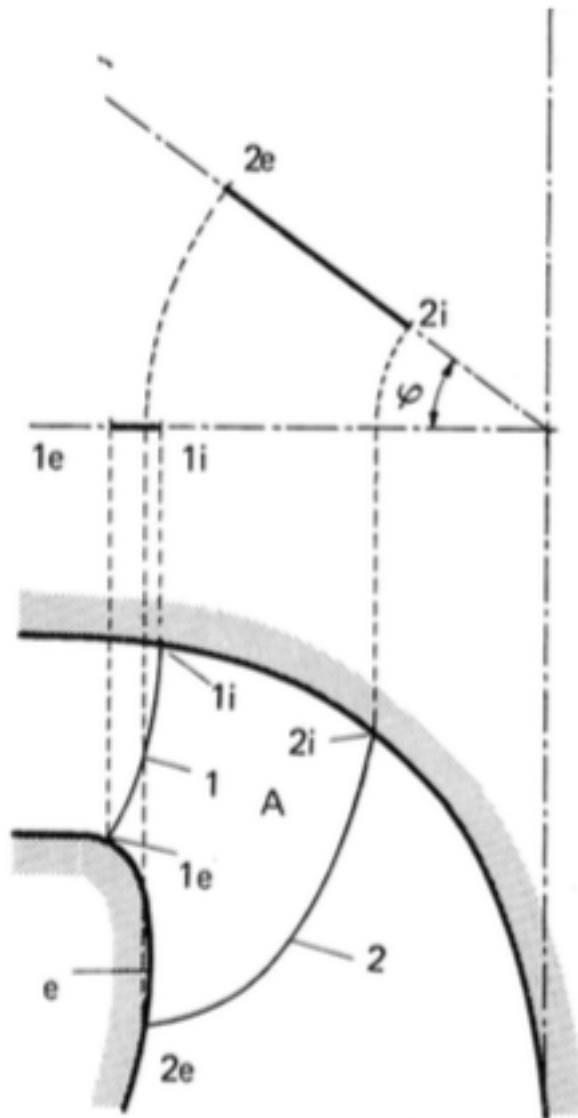


Figura 5.8 Curvas límite álabe

Bovet propone calcular mediante fórmulas un número adimensional específico de revoluciones con el que podremos tomar como punto de partida para calcular nuestro perfil hidráulico.

$$\omega_o = \frac{\omega * \sqrt{Q/\pi}}{2 * g * H n^{\frac{3}{4}}}$$

$$\omega_o = 0,36$$

Nuestro valor está dentro de los límites que Claudio Mataix [2] recomienda para una turbina Francis $0,1 < \omega_o < 0,8$.

Perfil hidráulico:

$$\frac{y}{y_{mi}} = 3,08 \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right) \sqrt{\frac{x}{\lambda} \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right)}$$

Obtenemos el valor de y_{mi} y el valor de λ de las expresiones:

$$y_{mi} = 0,7 + \frac{0,16}{\omega_o + 0,08}$$

$$y_{mi} = 1,06$$

Para la curva interior:

$$\lambda_i = 3,2 + 3,2(2 - \omega_o)\omega_o$$

$$\lambda_i = 5,08$$

Para la curva exterior:

$$\lambda_e = 2,4 - 1,9(2 - \omega_o)\omega_o$$

$$\lambda_e = 1,27$$

La expresión de perfil hidráulico queda:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3,08 \left(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_{2e}}\right) \sqrt{\frac{x_{2e}}{\lambda_{2e}} \left(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_{2e}}\right)}$$

Siendo $x_{2e} = 0,5$ constante:

$$y_{2e} = \rho_{oe} - 1$$

$$\rho_{oe} = 1,255 - 0,3\omega_o$$

$$\rho_{oe} = 1,147$$

Con lo que:

$$y_{2e} = 0,147$$

Podemos calcular el valor de b_o

$$b_o = 0,8(2 - \omega_o)\omega_o$$

$$b_o = 0,47$$

$$\rho_{oi} = y_{mi}$$

Ya podemos definir la expresión como:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3,08 \left(1 - \frac{0,5}{1,27}\right) \sqrt{\frac{0,5}{1,27} \left(1 - \frac{0,5}{1,27}\right)}$$

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 0,91$$

$$y_{me} = \frac{0,147}{0,91} = 0,16$$

$$\rho_{me} = \rho_{oe} - y_{me}$$

$$\rho_{me} = 1,147 - 0,16 = 0,98$$

$$\rho_{2e} = \left(\frac{Q}{2\pi^2 \frac{\omega}{60} \rho_{2e}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\rho_{2e} = 0,3\text{m}$$

Una vez obtenidos podemos obtener las dimensiones absolutas multiplicando el valor de ρ_{2e} por las dimensiones relativas anteriores:

PARAMETROS	DIMENSIONES RELATIVAS	DIMENSIONES ABSOLUTAS(m)
y _{mi}	1,06	0,318
λ _i	5,08	1,524
λ _e	1,27	0,381
b ₀	0,47	0,141
x _{2e}	0,5	0,15
ρ _{0e}	1,147	0,3441
ρ _{me}	0,98	0,294
y _{2e}	0,147	0,0441
y _{me}	0,16	0,048
ρ _{2e}	1	0,3

Tabla 5.3 Parámetros rodete

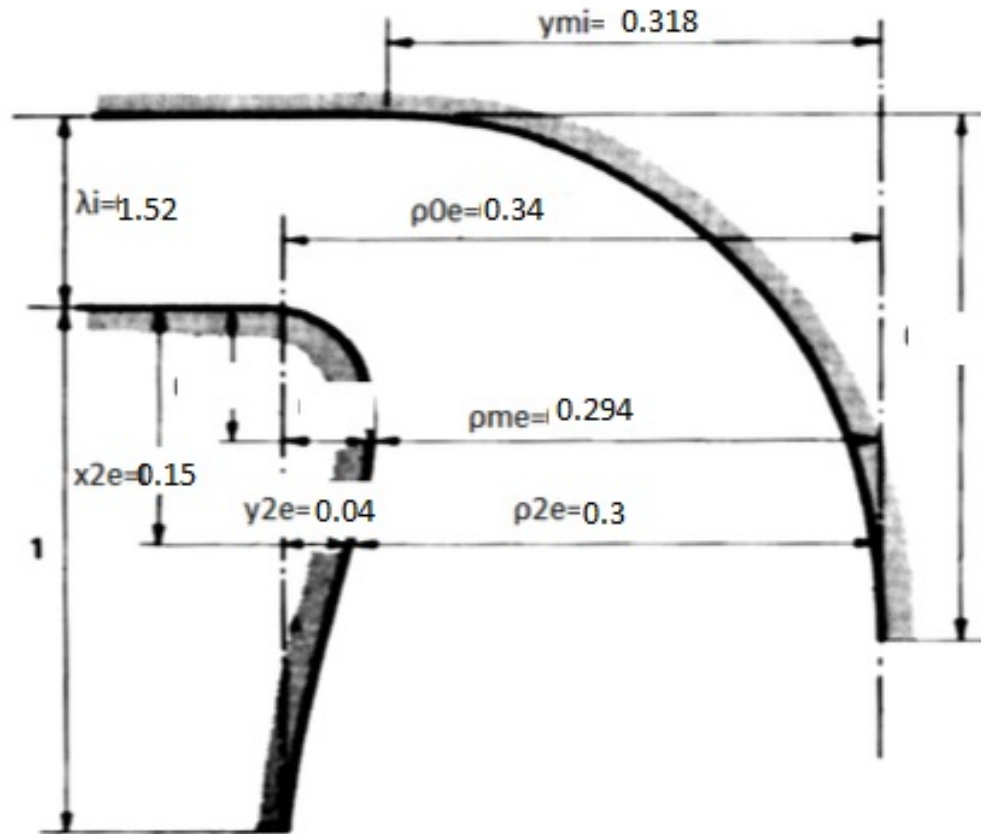


Figura 5.9 Dimensiones álabe

5.6.2 Cálculo aristas álabe

- Arista de entrada

Para la determinación del punto del punto 1i ya que el punto 2e ya lo hemos calculado anteriormente, Mataix [2] nos indica que hay que calcular el coeficiente de presión del punto 1i para conseguir el rendimiento óptimo de la máquina.

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

Mataix nos recomienda un valor para Ψ_{me} *aproximadamente* = 1,72

Por lo que podemos proceder al cálculo:

$$\rho_{1i} = \frac{60}{2\pi * 60} \left(\frac{2gH}{1,72} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\rho_{1i} = 0,1749$$

Volvemos a la expresión del perfil hidráulico:

$$y_i = y_{mi} * 3,08 \left(1 - \frac{x}{\lambda} \right) \sqrt{\frac{x}{\lambda} \left(1 - \frac{x}{\lambda} \right)}$$

Ya tenemos calculado y_{mi} y λ_i podemos calcular la curva interior y exterior y representarlas:

$$y_i = 0,9794 \left(1 - \frac{x_i}{1,52} \right) \sqrt{\frac{x_i}{1,52} \left(1 - \frac{x_i}{1,52} \right)}$$

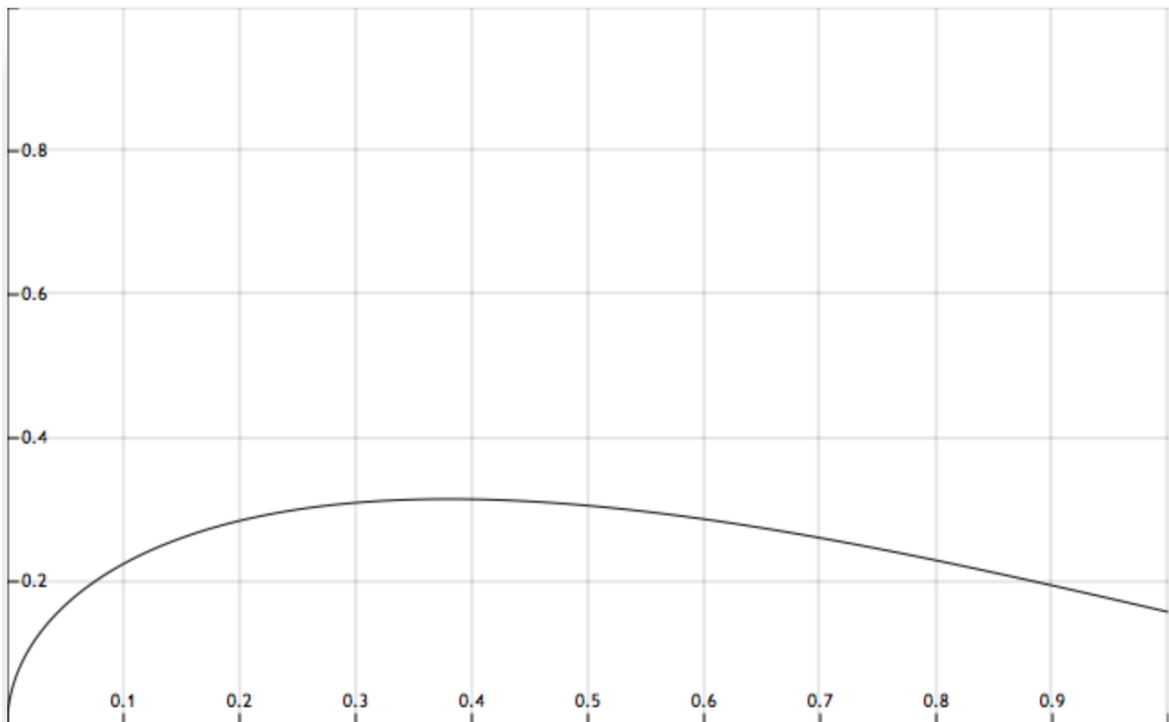


Figura 5.10 Perfil curva interior y_i/x_i

Curva exterior:

$$y_e = 0,14 \left(1 - \frac{x_e}{0,38}\right) \sqrt{\frac{x_e}{0,38} \left(1 - \frac{x_e}{0,38}\right)}$$

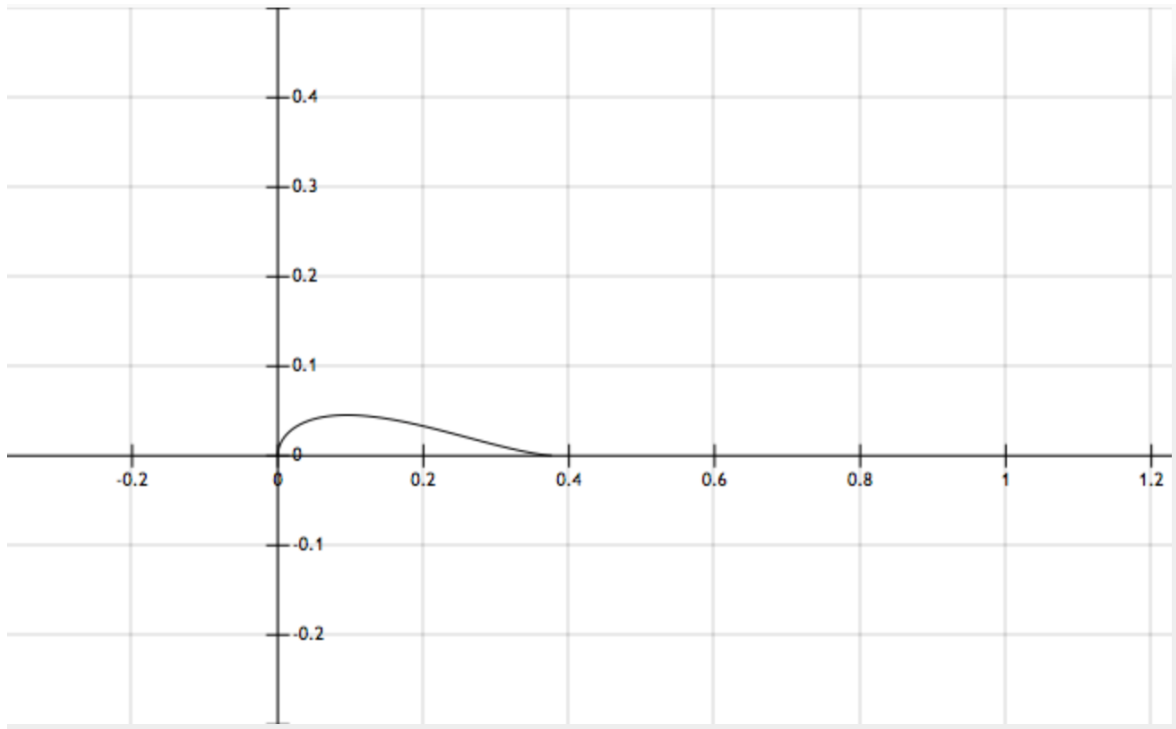


Figura 5.11 Perfil curva exterior y_e/x_e

5.6.3 Diámetros de entrada y salida

En el cálculo de los diámetros de entrada y de salida se procede también con un procedimiento de las magnitudes reducidas. Nos permitirá calcular los diámetros y representarlos en un plano acotado. Como desconocemos la geometría de la unión de los puntos interiores y exteriores mantendremos la geometría típica.

Diámetro interior de entrada (d_{1i})	0,42m
Diámetro exterior de entrada (d_{1e})	0,634m
Diámetro interior de salida (d_{2i})	0,34m
Diámetro exterior de salida (d_{2e})	0,572m

Tabla 5.4 Diámetros rodete

Referente al cálculo del ancho del álabe b_1 partimos de la simplificación presentada por Claudio Mataix [2] en la que se expone que $b_0 = b_1$, como ya sabemos el valor de b_0 calculado previamente, $b_0 = 0,121m$.

Para el cálculo del ancho del álabe a la salida debemos partir de la expresión de la velocidad axial:

$$v_{axial} = \frac{\eta_v * Q}{\pi * \frac{d_{2e}^2 - d_{2i}^2}{4}}$$

$$v_{axial} = \frac{0,98 * 1,84}{\pi * \frac{0,572^2 - 0,34^2}{4}} = 10,96 \text{ m/s}$$

$$v_{axial} = \frac{\eta_v * Q}{\pi * d_{2e}^2 * b_2}$$

$$b_2 = 0,16m$$

5.6.4 Número de álabes del rodete

Una vez más basándonos en el texto de Claudio Mataix [2] , con el cálculo de la velocidad específica, podemos obtener el número de álabes fijándonos en la gráfica :f

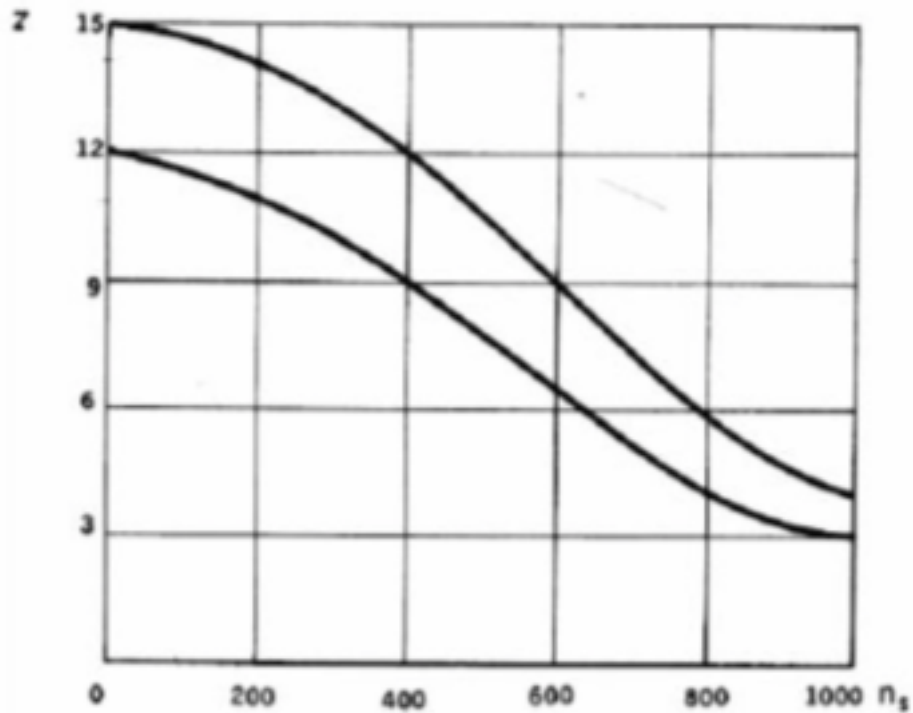


Figura 5.12 Número de álabes en función de N_s

Nuestra $N_s = 163,27$ por lo que nuestro rodete tendrá entre 11 y 13 álabes, yo elijo el valor de $Z= 11$ álabes.

6 CÁMARA ESPIRAL, DISTRIBUIDOR Y TUBO DE ASPIRACIÓN

6.1 Introducción

A la hora del diseño de nuestra turbina, queda una parte muy importante. Como hemos indicado en el título de este capítulo nos queda por diseñar para aprovechar al máximo el rendimiento de nuestra turbina, la cámara de espiral, el tubo de aspiración y por último pero el más importante el distribuidor.

6.2 Diseño cámara espiral

La principal función de la cámara espiral es distribuir el agua por todo el perímetro del rodete a través de una parte fija llamada predistribuidor y de una parte móvil y regulable llamada distribuidor.

El material del que está compuesto la cámara espiral puede variar, en la actualidad los anillos del predistribuidor están compuesto de una fundición, mientras que la caja espiral que está formada por unas placas metálicas se sueldan entre sí y al predistribuidor.



Figura 6.1 Cámara espiral instalada

Para el diseño de la cámara espiral vamos a basarnos en un método establecido por la universidad de México [9], este método es empírico utilizando la velocidad específica y diámetro exterior de entrada, previamente calculado en apartados anteriores.

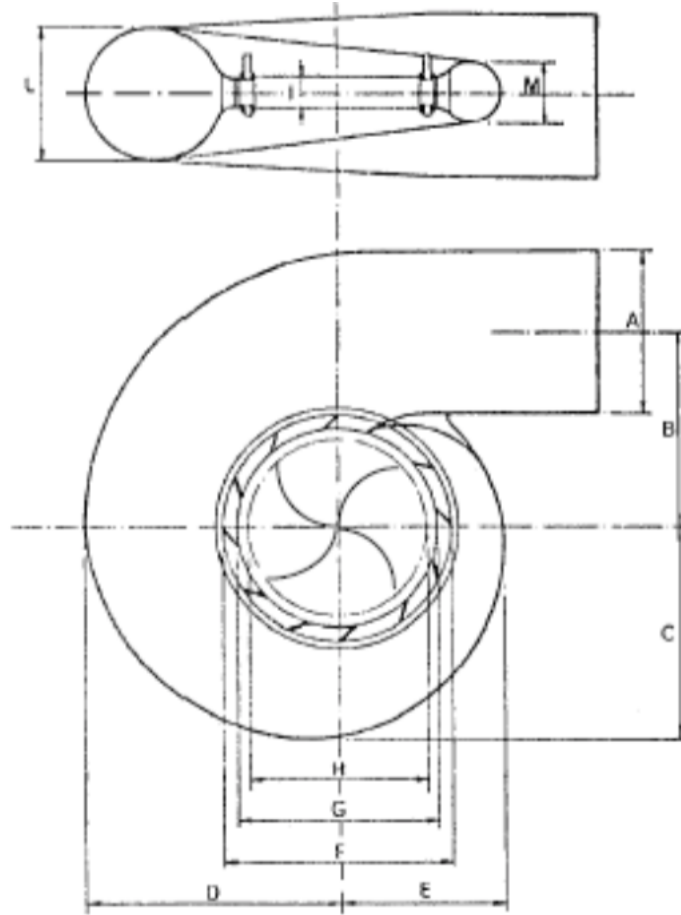


Figura 6.2 Parámetros cámara espiral

$$\begin{aligned}
 A &= d_{1ext} \left(1.2 - \frac{19.56}{n_s} \right) & B &= d_{1ext} \left(1.1 + \frac{54.8}{n_s} \right) \\
 C &= d_{1ext} \left(1.32 + \frac{49.25}{n_s} \right) & D &= d_{1ext} \left(1.5 + \frac{48.8}{n_s} \right) \\
 E &= d_{1ext} \left(0.98 + \frac{63.60}{n_s} \right) & F &= d_{1ext} \left(1 + \frac{131.4}{n_s} \right) \\
 G &= d_{1ext} \left(0.89 + \frac{96.5}{n_s} \right) & H &= d_{1ext} \left(0.79 + \frac{81.75}{n_s} \right)
 \end{aligned}$$

$$I = d_{1ext}(0.1 + 0.00065n_s) \quad L = d_{1ext}(0.88 + 0.00049n_s)$$

$$M = d_{1ext}(0.6 + 0.000015n_s)$$

Los valores ya calculados son:

A	0,68
B	0,90
C	1,02
D	1,13
E	0,86
F	1,13
G	0,93
H	0,81
I	0,13
L	0,60
M	0,38

Tabla 6.1 Valores cámara espiral

6.3 Diseño del distribuidor

La principal función del distribuidor es controlar la dirección y caudal del agua mientras la conduce hasta la entrada del rodete.

Nuestro distribuidor va a ser un distribuidor tipo Fink de álabes ajustables, ya que es el más comúnmente utilizado en turbinas Francis.

El distribuidor Fink, en virtud de la disposición de los álabes puede ser de 3 tipos:

- a) Axial : si los ejes de giro están dispuestos transversalmente al eje de la turbina, el flujo carece de componente radial
- b) Cilíndrico: si los ejes de giro se encuentran dispuestos superficialmente en el eje de un cilindro que coincide con el eje de la turbina
- c) Cónico : Si los ejes de giro están dispuestos en una superficie cónica

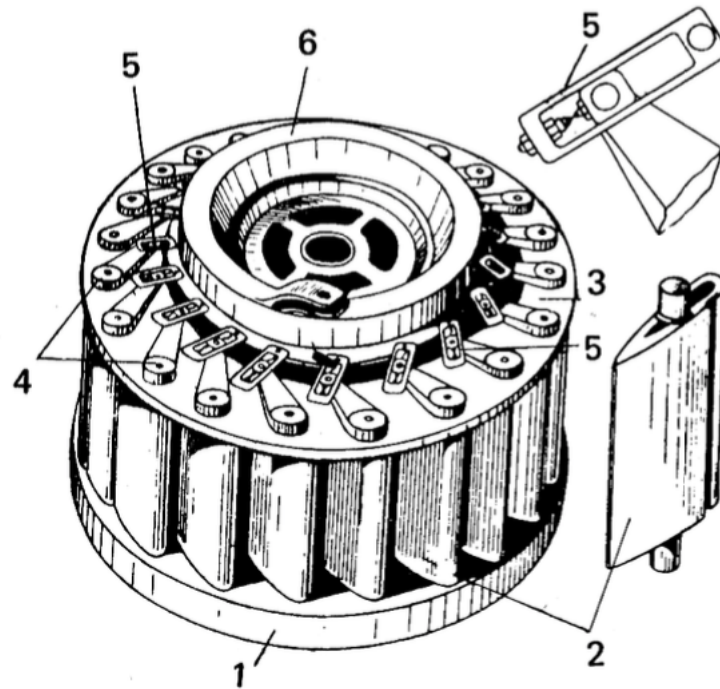


Figura 6.3 Distribuidor Fink

6.3.1 Distribuidor Fink

El distribuidor Fink es el más utilizado en el diseño de turbinas Francis ya que puede realizar entre otras muchas funciones a un rendimiento muy elevado:

- 1) Cerrar gradualmente el flujo de agua para poder anular la velocidad de embalamiento y evitar así daños mayores en nuestra turbina.
- 2) Crear un campo de velocidades que se adapte a la entrada del rodete en función de su velocidad y ángulo, minimizando de una manera brutal los choques del flujo a la entrada
- 3) Regular el caudal para poder regular la potencia transferida al rodete

Los parámetros que forman la corona del distribuidor Fink son:

- 1) El ancho b_o
- 2) Ángulo salida de los álabes α_o
- 3) Diámetro pivote álabes d_g
- 4) Forma y cuerda del álabes
- 5) Excentricidad relativa

Sabemos que $H_t = H_n * \eta_h$, Claudio Mataix [2] nos recomienda para un rendimiento hidráulico el valor de 0,905, por lo que la expresión de la Altura teórica viene dada por:

$$H_t = 0,90 * 34,74$$

$$H_t = 31,26 \text{ m.c.a}$$

Idealmente el momento cinético de una turbina Francis a la salida sería 0, pero esto según Mataix no suele ser lo común casi en ninguna ocasión, por lo que nos recomienda tomar en nuestros cálculos un momento del 5%.

$$g * H_t = u * v_{u1} - 0,05 = 0,95 * u * v_{u1}$$

$$u_1 = \omega * \frac{d_{1ex}}{2}$$

$$u_1 = 19,91 \text{ m/s}$$

$$v_{u1} = \frac{9,81 * 31,26}{0,95 * 19,91}$$

$$v_{u1} = 16,21 \text{ m/s}$$

$$\tan \alpha_0 = \frac{Q}{2\pi v_u b_0 \pi}$$

$$\tan \alpha_0 = \frac{1,84}{2\pi * 16,21 * 0,121\pi}$$

$$\tan \alpha_0 = 0,47 \quad \alpha_0 = 25,17^\circ$$

Mayoramos el ángulo:

$$\alpha_{max} = 1,25 * 25,17^\circ$$

$$\alpha_{max} = 31,46^\circ$$

Calculamos el diámetro del borde de salida de los álabes cuando el rodete se encuentra en una posición de apertura máxima:

$$d_0 = d_{1e} * 1,05$$

$$d_0 = 1,05 * \frac{n_{1i} * \sqrt{H}}{n}$$

$$d_0 = 0,69 \text{ m}$$

6.3.2 Número de álabes distribuidor

El número de álabes del distribuidor aunque no suele ser de gran importancia relativamente ya que la igualdad geométrica de dos distribuidores no suele extenderse al número de álabes, pero se ha demostrado que suele ser más favorable aumentar el número de álabes a medida que aumenta el tamaño de la turbina.

Para el cálculo del número de álabes utilizaremos la siguiente expresión:

$$z_d = \frac{\sqrt{d_p * 1000}}{4} + 6 = 13,36$$

$$z_d = 13 \text{ álabes}$$

Donde:

- z_d : Número de álabes directrices
- d_p : Diámetro del borde de salida en posición de máxima apertura de los álabes

En nuestro caso vamos a utilizar un número de álabes igual a 13, es importante que el número de álabes del distribuidor no sea igual o múltiplo del número de álabes del rodete ya que si fuera así transmitiría vibraciones al rodete y a la tubería forzada.

6.4 Diseño del tubo de aspiración

Es necesario la instalación de un tubo de aspiración cuyo objetivo principal se puede definir en 3 apartados:

1. Recuperar la altura dinámica a la salida de nuestro rodete, para realizar esta función el tubo ha de ser de una forma que permita que la sección de paso transversal a la corriente crezca en la dirección del flujo.
2. Una vez cedida la energía del rodete al canal de salida conducir la corriente ordenadamente.
3. Aumentar la energía o altura de suspensión H_s , esto se produce utilizando un tubo de aspiración cilíndrico (Figura 6.4), que provoca que el rodete trabaje a presiones más elevadas.

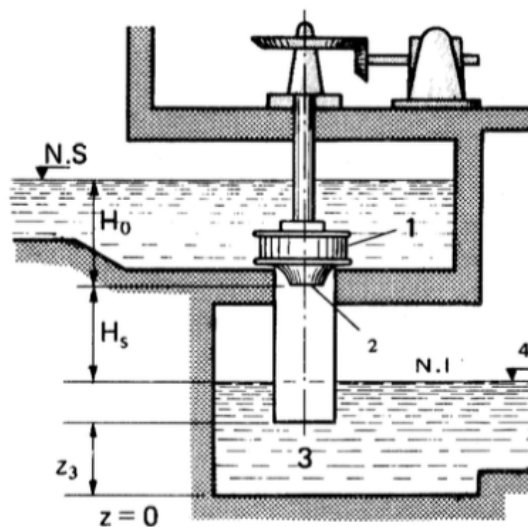


Figura 6.4 Tubo de aspiración cilíndrico

En nuestro caso vamos a proceder al diseño de un tubo de aspiración de tipo acodado, ya que aunque reduzca un poco el rendimiento, compensa a la hora de la instalación ya que es mucho más económico, ya que necesita una excavación mucho menor.

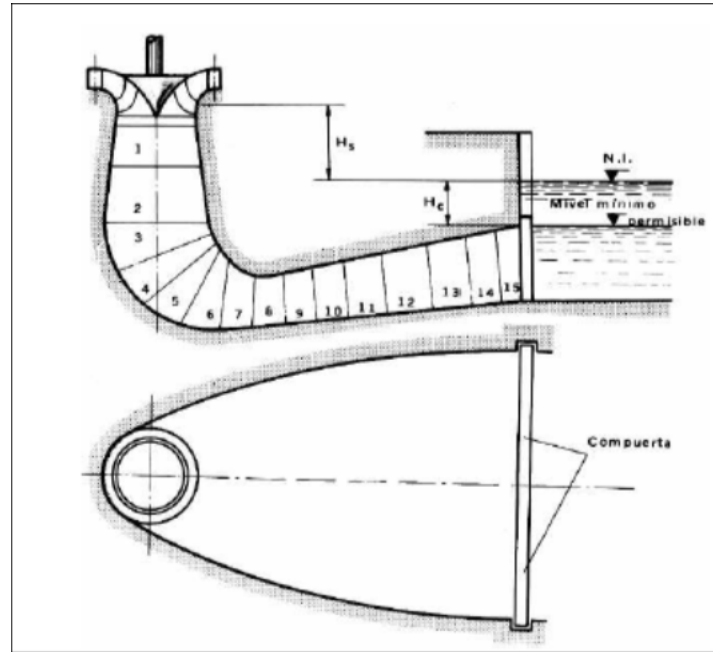


Figura 6.5 Vista alzado y planta Tubo aspiración acodado

Tipo de turbina	Altura h (m)	Longitud L (m)	Altura a la salida a_4 (m)	Altura de la sección de salida b_4 (m)
Francis	2,4	4,5	3	1,1

Tabla 6.2 Dimensiones principales tubo aspiración para diámetro rodete 1m

Estos valores son para una turbina de diámetro de rodete igual a 1 metro por lo que para obtener nuestros valores lo único que tenemos que hacer es multiplicar los valores anteriores por el valor de $d_{2e} = 0,572$.

$$H = 1.37m \quad L = 2,57m \quad a_4 = 1,716m \quad b_4 = 0,68m$$

6.5 Triángulos de velocidad

Los triángulos de velocidad predicen el comportamiento de la turbina basándose en la teoría ideal de mecánica de fluidos. Se puede conocer y predecir el comportamiento sin tener que conocer el flujo con detalle en el interior.

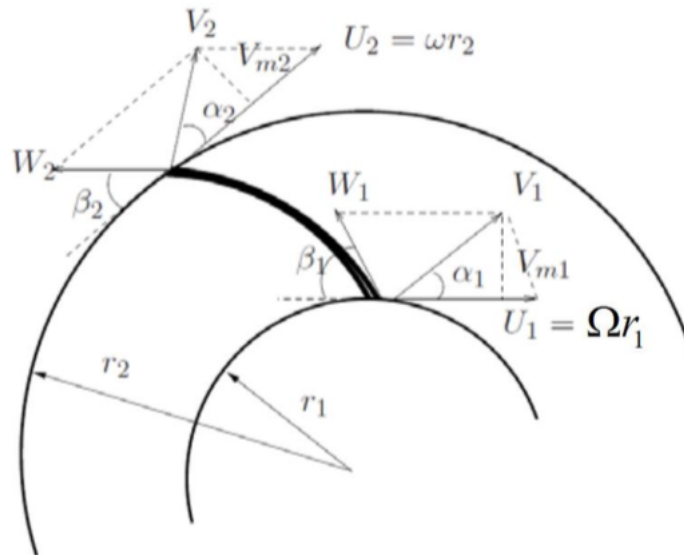


Figura 6.6 Triángulos de velocidades en el rodete

6.5.1 Entrada

Velocidad de arrastre:

$$u_1 = \omega * \frac{d_{1ex}}{2}$$

$$u_1 = 19,91 \text{ m/s}$$

Velocidad meridional:

$$V_{m1} = \frac{\eta_v * Q}{\pi * d_{1e} b_1}$$

$$V_{m1} = 6,87 \text{ m/s}$$

$$\alpha_0 = 25,17^\circ$$

$$V_1 = \frac{V_{m1}}{\sin \alpha_1} = 16,15 \text{ m/s}$$

$$V_{1u} = V_1 * \cos \alpha_1 = 14,62 \text{ m/s}$$

$$W_{1u} = 19,91 - 14,62 = 5,28 \text{ m/s}$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{V_{m1}}{W_{1u}}$$

$$\beta_1 = 52,45^\circ$$

$$W_1 = \sqrt{V_{m1}^2 + W_{1u}^2}$$

$$W_1 = 8,66 \text{ m/s}$$

6.5.2 Salida

Velocidad de arrastre:

$$u_2 = \omega * \frac{d_{2ex}}{2}$$

$$u_2 = 17,96 \text{ m/s}$$

Velocidad meridional:

$$V_{m2} = \frac{\eta_v * Q}{\pi * d_{2e} b_2}$$

$$V_{m2} = 5,72 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ecuación de Euler:

$$H_t = \frac{Hg * H_{inst}}{\eta_h}$$

$$V_{u2} = \frac{-gH_t + V_{1u}u_1}{u_2} = 1,86 \text{ m/s}$$

$$W_{u2} = 17,96 - 1,86 = 16,1 \text{ m/s}$$

$$W_2 = \sqrt{5,72^2 + 16,1^2} = 17,08 \text{ m/s}$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{V_{m2}}{W_{2u}}$$

$$\alpha_2 = 19,55^\circ$$

$$\beta_2 = 71,98^\circ$$

$$V_2 = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_2} = 6,02 \text{ m/s}$$

7. HORAS DE FUNCIONAMIENTO

Nuestra central, al ser una central mini hidráulica funcionará durante cortos periodos de tiempo, estos cortos periodos de tiempo han de coincidir con el periodo del día en el que la electricidad es más cara.

Nuestro embalse dedica un gran volumen de caudal para regadío y para el uso humano por lo que la opción que más nos conviene es aprovechar el flujo de agua destinado a estos fines y aprovechar también el caudal ecológico. La ventaja de esta medida es rentable ya que al turbinar un caudal continuo y menor que si el tiempo de turbinado fuera más corto.

Al turbinar más tiempo se obtendrá mayor cantidad de electricidad, también aprovecharemos el caudal destinado a turbinar como parte del caudal ecológico que la ley nos obliga a verter.

8. CONCLUSIONES

- Desde el punto de vista económico, en este estudio no hemos analizado la viabilidad económica de la central.

- Desde el punto de vista técnico hemos estudiado que el embalse Guadalcaén situado en la provincia de Cádiz, puede ser aprovechado para generar energía eléctrica mediante el aprovechamiento de su presa.

- El recurso hídrico que presenta el embalse ha demostrado ser más que suficiente para abastecer el consumo humano, ya bien sea para regadío o para uso propio, pero también suficiente para el caudal que se necesita para hacer funcionar nuestra turbina.

-El diseño de la turbina se ha realizado al detalle para que el rendimiento y aprovechamiento sea el máximo.

9. ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Central hidroeléctrica a pie de presa	6
Figura 2.2. Central con fluyente	7
Figura 2.3. Central con embalse	8
Figura 2.4. Central por bombeo	9
Figura 2.5. Central mareomotriz.....	9
Figura 2.6. Central de pequeña altura	10
Figura 2.7. Central de mediana altura.....	10
Figura 2.8. Central de gran altura	11
Figura 2.9. Evolución potencia eléctrica producida.....	12
Figura 2.10. Presa de las Tres Gargantas.....	13
Figura 2.11. Esquema principales energías renovables en España.....	14
Figura 3.1. Diagrama de las centrales recuperables estudiadas	15
Figura 3.2. Características centrales más recuperables Cádiz	16
Figura 3.3. Ubicación embalse Guadalquivir.....	17
Figura 3.4. Vista satélite embalse Guadalquivir	17
Figura 3.5. Coordenadas Guadalquivir	18
Figura 3.6. Vista sección de la presa.....	19
Figura 3.7. Vista planta de la presa.....	20
Figura 3.8. Embalse Guadalquivir aliviando agua para caudal ecológico	22
Figura 4.1. Esquema H_b y H_n	23
Figura 4.2. Flujo en un estrechamiento.....	26
Figura 4.3. Secciones de rejillas posibles, según Zopetti	28
Figura 4.4. Rejilla elegida.....	28
Figura 4.5. Golpe de ariete.....	31
Figura 5.1. Selección turbina según H_n y Q	32
Figura 5.2. N_s en función de H_n	34
Figura 5.3. Número de pares de polos en función de la velocidad de giro	35
Figura 5.4. Tipo de turbina según Ω_s	36
Figura 5.5. Turbina Francis.....	37
Figura 5.6. Rodete turbina Francis, Mequinenza (Zaragoza)	37
Figura 5.7. Rodete acotado	41
Figura 5.8. Curvas límite álabe	42
Figura 5.9. Dimensiones álabe.....	46
Figura 5.10. Perfil curva interior y_i/x_i	47

Figura 5.11. Perfil curva exterior y_e/x_e	48
Figura 5.12. Número de álabes en función de N_s	50
Figura 6.1. Cámara espiral instalada.....	51
Figura 6.2. Párametros cámara espiral.....	52
Figura 6.3. Distribuidor Fink	54
Figura 6.4. Tubo de aspiración cilíndrico	57
Figura 6.5. Vista alzado y planta tubo aspiración acodado.....	58
Figura 6.6. Triángulo de velocidades en el rodete	59

10. ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Centrales estudiadas Cádiz	15
Tabla 5.1. Dimensiones del rodete en función del diámetro exterior	40
Tabla 5.2. Dimensiones rodete.....	40
Tabla 5.3. Parámetros rodete	45
Tabla 5.4. Diámetros rodete.....	49
Tabla 6.1. Valores cámara espiral.....	53
Tabla 6.2. Dimensiones principales tubo aspiración para diámetro rodete 1m	58

11. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1]FRANCO, Alonso; POLIMÓN, Jesús. Informe general grandes presas. [Febrero 1992] Disponible en web:

http://ropdigital.ciccp.es/pdf/publico/1992/1992_febrero_3309_01.pdf

[2] MATAIX, Claudio. Turbomáquinas hidráulicas. Madrid: ICAI, D.L., 1975. ISBN: 84-600-6662-2

[3] ZOPPETTI JÚDEZ, Gaudencio. Centrales Hidroeléctricas. Barcelona: Edit. Gustavo Gil, 1974 (3a Edición). ISBN: 84-252-0154-3.

[4] GONZÁLEZ GÓMEZ, Francisco Javier; TORRES RAMOS, Araceli. *Estudio de potencial y viabilidad para la recuperación de centrales minihidráulicas en Andalucía* [en línea]. [Sevilla, España], [ref. de 22 de diciembre de 2016] Disponible en web: https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/minihidraulica/minihidraulica/static/pdf/INFO_RME_AUTONOMICO.pdf

[5] Anejo V. Caudales ecológicos [en línea]. Junta de Andalucía [ref. de 15 de octubre de 2016]. Disponible en web: https://www.juntadeandalucia.es/medioambiente/portal_web/agencia_andaluza_del_agua/nueva_organizacion_gestion_integral_agua/planificacion/planes_aprobados_consejo_gobierno/dh_mediterraneo_aprobado/Anejos_memoria/Anejo_V/Anejo_V.pdf

[6] VIEDMA ROBLES, Antonio; ZAMORA PARRA, Blas. Teoría y problemas de máquinas hidráulicas. Murcia: Horacio Escarbajal, 2008 (3a Edición). ISBN: 9788493296520

[7] MERINO AZCÁRRAGA, José María. *Manual de eficiencia energética en instalaciones de bombeo*. Bilbao: Ente Vasco de la Energía, 2001. ISBN: 978-84- 8129-056-1